



TUGAS AKHIR - TM 145502

**RANCANG BANGUN DAN ANALISA STRUKTUR ALAT
PENCETAK NASI GUNA PROSES PENCETAKAN NASI
PADA USAHA KATERING**

**Tri Prasetyo Aji
NRP.2114 030 099**

**Dosen Pembimbing
Hendro Nurhadi, Dipl-Ing., Ph.D.
NIP. 19751120 200212 1 002**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**RANCANG BANGUN DAN ANALISA STRUKTUR ALAT
PENCETAK NASI GUNA PROSES PENCETAKAN NASI
PADA USAHA KATERING**

Tri Prasetyo Aji
NRP.2114 030 099

Dosen Pembimbing
Hendro Nurhadi, Dipl-Ing., Ph.D.
NIP. 19751120 200212 1 002

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017



FINAL PROJECT - TM 145502

**PROTOTYPING AND STRUCTURAL ANALYSIS OF RICE
MOLDING TOOL TO PROCESS MOLDED RICE IN
CATERING BUSINESS**

Tri Prasetyo Aji
NRP.2114 030 099

Dosen Pembimbing
Hendro Nurhadi, Dipl-Ing., Ph.D.
NIP. 19751120 200212 1 002

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Vocational Faculty
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN DAN ANALISA STRUKTUR ALAT PENCETAK NASI GUNA PROSES PENCETAKAN NASI PADA USAHA KATERING

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memeroleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Manufaktur
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh :

TRI PRASETYO AJI

NRP. 2114 030 099

Disetujui oleh dosen pembimbing Tugas Akhir:



Hardro Nishadi **Dipl.-Ing, Ph.D**

200212 1 002

Surabaya, Juli 2017

RANCANG BANGUN DAN ANALISA STRUKTUR ALAT PENCETAK NASI GUNA PROSES PENCETAKAN NASI PADA USAHA KATERING

Nama : Tri Prasetyo Aji
Nrp : 2114 030 099
Departemen : Teknik Mesin Industri
Dosen pembimbing : Hendro Nurhadi, Dipl-Ing., Ph.D.

Abstrak

Perkembangan usaha catering di Indonesia memiliki pertumbuhan yang cukup tinggi, namun untuk melakukan proses pencetakan nasi secara umum dilakukan dengan cara yang sederhana dengan tangan. Hal ini menyebabkan proses pencetakan nasi tidak ada jaminan atas keseragaman ukuran. Kelemahan proses pencetakan nasi yang ada saat ini juga pada waktu proses yang lama, sehingga pencetakan nasi sangat memengaruhi kapasitas produksi pada usaha catering.

Perancangan dilakukan dengan menghitung struktur kerangka dan tuas alat pencetak nasi. Perancangan ini untuk menghitung tegangan-tegangan yang terjadi pada tiap komponen dan gaya yang dibutuhkan operator untuk melakukan pencetakan. Selanjutnya menghitung tegangan ijin material sebagai salah satu parameter untuk memilih bahan material yang digunakan.

Hasil perancangan alat pencetak nasi menggunakan mekanisme tuas. Gaya yang dibutuhkan operator untuk menggerakkan tuas adalah sebesar 57,56 Newton. Dari hasil perhitungan tegangan-tegangan yang terjadi pada kerangka dan tuas alat pencetak nasi, maka kekuatan material bahan yang digunakan dinyatakan aman. Bahan material yang digunakan adalah Aluminium 6061 dan Stainless Steel 304.

Kata kunci : *cetak, nasi, kerangka, tuas, tegangan, gaya.*

PROTOTYPING AND STRUCTURAL ANALYSIS OF RICE MOLDING TOOL TO PROCESS MOLDED RICE IN CATERING BUSINESS

Name : Tri Prasetyo Aji
Nrp : 2114 030 099
Department : Mechanical Engineering
Advisor : Hendro Nurhadi, Dipl-Ing., Ph.D.

Abstract

The development of catering business in Indonesia has become fairly high, however the process of rice molding is generally done in a simple traditional way by using hand. This kind of rice molding process causes the uniformity of size. The other weakness of rice molding in traditional way is on the process itself that takes a long period of time, and it will affect the production capacity in the catering business.

The design is done by calculating the frame structure and the lever of molded rice tool. This design is use to calculate the stress that occur in every component and the force required by the operator to do the molding process. In the end, calculating the material permit stress as one of the parameters is use to select the material used.

The design result of rice molding tool is using lever mechanism. The force required by the operator to move the lever is 57.56 Newton. From the calculation of the stresses that occur on the framework and lever of molded rice tool, the material strength that used is declared safe. The materials used are Aluminum 6061 and Stainless Steel 304.

Keywords: *mold, rice, frame, lever, stress, force.*

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji dan syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa, serta atas segala Rahmat dan Karunia-Nya. Sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir yang berjudul :

“RANCANG BANGUN DAN ANALISA STRUKTUR ALAT PENCETAK NASI GUNA PROSES PENCETAKAN NASI PADA USAHA KATERING”

Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Departemen Teknik Mesin Insustri FV-ITS untuk bisa dinyatakan lulus dengan mendapatkan gelar Ahli Madya.

Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang setulus-tulusnya kepada :

1. Bapak Hendro Nurhadi Dipl-Ing., Ph.D. selaku dosen pembimbing dan dosen wali yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir.
2. Bapak Dr. Heru Mirmanto S.T., M.T. selaku kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, M.T. selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS, yang telah memberikan banyak ilmu dan pengetahuan selama penulis menuntut ilmu di kampus ITS.
5. Tim Dosen Penguji yang telah banyak memberikan saran dan masukan dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
6. Ibu dan Bapak serta Kakak yang selalu memberikan semangat, doa ,serta dukungan dalam bentuk apapun.

7. Budhe, Pak Puh, Tante, Om, Sepupu, Saudara yang telah banyak membantu dan berbagi pengalaman kehidupan bersama penulis selama belajar di Surabaya.
8. Lala sebagai partner TA yang menjalani suka duka.
9. Teman – teman D3MITS dan berbagai jurusan di ITS atas kebersamaan dan berbagi cerita bersama di kampus ITS.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca, mohon maaf dan terima kasih.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iv
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat	2
1.6 Metodologi Penelitian	3
1.7 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Analisa Mitra.....	5
2.1.1 Data Rara <i>Catering</i>	5
2.1.2 Proses Pencetakan Nasi	5
2.1.2 Perhitungan Kecepatan Pencetakan Nasi.....	6
2.2 Mesin Pencetak Onigiri.....	6
2.3 Tegangan	7
2.3.1 Tegangan Tarik.....	7
2.3.2 Tegangan Tekan	8
2.3.3 Tegangan Geser	9
2.3.4 Tegangan Bending.....	10
2.4 Perhitungan Struktur	11
2.4.1 Hukum I Newton	11
2.4.2 Hukum III Newton.....	12
2.4.3 Reaksi Tumpuan	12
2.5 Alumunium	13

2.6 Stainless Steel.....	14
2.7 Pegas.....	15
2.7.1 Fungsi Pegas	15
2.7.2 Macam-macam Pegas	16
2.8 Titik Berat.....	18
2.9 Defleksi	19
2.10 Poros.....	20
2.11 Sambungan Mur dan Baut	21
2.12 Snap Ring	22
2.13 Mekanisme Tuas.....	23

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian.....	27
3.2 Penjelasan Diagram Alir	28
3.3 Diagram Alir Perancangan Pegas	33
3.4. Diagram Alir Pengujian.....	34
3.5 Penjelasan Diagram Alir Pengujian.....	34

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Menentukan Gaya Penekanan	37
4.2. Perhitungan Gaya pada Tuas	38
4.2.1. Perhitungan Titik Berat Tuas	38
4.2.2. Gaya yang dibuthkan Operator pada Tuas.....	41
4.2.3. Perhitungan Tegangan pada Batang Penekan	42
4.2.4 Perhitungan Defleksi.....	48
4.3. Perhitungan Tegangan pada Punch	46
4.3.1 Perhitungan Geser pada Baut Punch.....	50
4.3.2 Perhitungan Tegangan Geser Ijin pada Baut Punch .	51
4.3.3 Perhitungan Diameter Baut <i>Punch</i> Minimal	52
4.3.4 Perhitungan Tegangan Kompresi pada Plat	52
4.3.5 Tegangan Kompresi Ijin pada Plat.....	53
4.4 Perhitungs Gaya Pegas Tarik.....	54
4.4.1 Perhitungan <i>Spring Rate</i>	54
4.4.2 Perhitungan Gaya Pegas Tarik.....	54

4.5. Reaksi Tumpuan pada Penumpu Cetakan	55
4.6 Tegangan pada Penumpu Cetakan	56
4.6.1 Tegangan Bending pada Penumpu Cetakan	56
4.6.2 Tegangan Bending Ijin paa Penumpu Cetakan.....	58

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	59
5.2 Saran.....	59

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Produk Hasil Katering	5
Gambar 2.2 Hasil Cetakan Nasi	6
Gambar 2.3 Mesin Pencetak Onigiri ASM 545 CE	7
Gambar 2.4 Tegangan Tarik.....	8
Gambar 2.5 Tegangan Tekan.	9
Gambar 2.6 Tegangan Geser.	9
Gambar 2.7 Tegangan Bending.....	11
Gambar 2.8 Sketsa Reaksi Tumpuan Sendi.	12
Gambar 2.9 Sketsa Reaksi Tumpuan Rol.....	13
Gambar 2.10 Sketsa Reaksi Tumpuan Jepit.	13
Gambar 2.11 Pegas Tekan	16
Gambar 2.12 Pegas Tarik	17
Gambar 2.13 Pegas Puntir	17
Gambar 2.14 Titik berat C pada bidang datar sumbu x,y.....	18
Gambar 2.15 Batang Yang Menahan Beban Titik	19
Gambar 2.16 Batang yang Menahan Beban Titik	20
Gambar 2.17 Dimensi Mur Dan Baut	22
Gambar 2.18 <i>Snap Ring Tipe Hole</i>	22
Gambar 2.19 Ilustrasi Penggunaan <i>Snap Ring Tipe Hole</i>	23
Gambar 2.20 <i>Snap Ring Tipe Shafting</i>	23
Gambar 2.21 Ilustrasi Penggunaan <i>Snap Ring Tipe Shafting</i>	23
Gambar 2.22 Tuas Golongan I	24
Gambar 2.23 Tuas Golongan II.....	24
Gambar 2.24 Tuas Golongan III.....	25
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	28
Gambar 3.2 Permodelan Alat Dengan Solidworks.....	29
Gambar 3.3 Pengujian Alat Pencetak Nasi.....	32
Gambar 3.4 Diagram Alir Perancangan Pegas	33
Gambar 3.5 Diagram Alir Pengujian Gaya Tekan Nasi	34
Gambar 4.1 Kerangka dan Tuas Alat Pencetak Nasi	37
Gambar 4.2 Pembagian Daerah Tuas	38
Gambar 4.3 Bentuk Profil Hollow 30x15mm	39
Gambar 4.4 Free Body Diagram Tuas.....	41
Gambar 4.5 Bentuk Profil Batang Punch	42

Gambar 4.6 Tegangan Geser pada Batang Penekan.....	42
Gambar 4.7 Tegangan Kompresi pada Batang Penekan	44
Gambar 4.8 Luasan Penampang pada Batang Penekan.....	44
Gambar 4.9 Luasan Penampang pada Tegangan Kompresi	45
Gambar 4.10 Tegangan Kompresi pada Batang Penekan	47
Gambar 4.11 Free Body Diagram Batang Y-B	48
Gambar 4.12 Free Body Diagram Batang X-Y	50
Gambar 4.13 Tegangan Geser pada Baut Punch	50
Gambar 4.14 Tegangan Kompresi pada Plat.....	52
Gambar 4.15 Bagian Bagian Pegas Tarik.....	54
Gambar 4.16 Free Body Diagram Penumpu E-F	55
Gambar 4.17 Bentuk Penampang Penumpu.....	56

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi ASM 545 CE.....	7
Tabel 2.2 Seri paduan aluminium.....	14
Tabel 2.3 komposisi kimia SS A-312 TP 304H	15
Tabel 3.1 Tabel Komposisi Bahan Aluminium 6061	30
Tabel 3.2 Tabel Komposisi Bahan Stainless Steel 304	31

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan zaman yang semakin maju menuntut pekerjaan dilakukan dengan cepat. Penulis melakukan observasi kepada salah satu pengusaha katering di Keputih Tegal Timur Nomor 50, Surabaya. Menurut narasumber hal yang menghambat kecepatan produksi usaha katering salah satunya adalah pada proses pencetakan nasi, karena pencetakan nasi dilakukan dengan sederhana menggunakan cetakan mangkok.

Di Indonesia pada umumnya proses pencetakan nasi dilakukan dengan cara sederhana tanpa bantuan alat. Adapun yang menggunakan dengan mesin tetapi harganya mahal dan harus impor. Berdasarkan hasil observasi penulis pada pengusaha katering bahwa kecepatan proses pencetakan nasi dengan cara sederhana adalah 171 pcs/jam. Selain itu perlu keahlian khusus *user* agar nasi yang dihasilkan memiliki bentuk yang baik. Hal ini menunjukkan bahwa produktivitas pencetakan nasi masih tergolong lambat dibandingkan dengan menggunakan bantuan mesin yang bisa memproduksi 1100 pcs/jam.

Oleh karena itu melalui tugas akhir ini dirancang suatu alat pencetak nasi untuk mempermudah proses pencetakan nasi. Alat ini didesain dengan menggunakan kerangka yang terbuat dari aluminium seri 6061 dan stainless steel 304 sehingga aman untuk makanan. Mekanisme pengepresan dirancang dengan menggunakan mekanisme tuas agar memudahkan *user* dalam melakukan proses pencetakan nasi. Alat ini diharapkan dapat sebagai alternatif dalam proses pencetakan nasi sehingga dengan biaya relatif murah alat ini dapat memudahkan *user* dalam pencetakan dan meningkatkan kapasitas produksi, sehingga mampu untuk menghemat biaya produksi.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dalam tugas akhir ini adalah

1. Bagaimana merancang struktur kerangka dan tuas penekan alat pencetak nasi
2. Bagaimana memilih bahan yang tepat untuk kerangka dan tuas penekan alat pencetak nasi

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam perancangan ini adalah

- 1 Takaran nasi telah ditentukan 180gr.
- 2 Tidak membahas analisa getaran
- 3 Tidak membahas tegangan dalam
- 4 Tidak membahas cetakan
- 5 Tidak membahas reaksi kimia
- 6 Tidak membahas gaya gesek antar komponen
- 7 Permodelan menggunakan *software Solidwork* 2014.
- 8 Perhitungan mekanika teknik dalam kondisi statik dan setimbang.
- 9 Sambungan kerangka dianggap aman.

1.4 Tujuan

1. Mengetahui bagaimana merancang struktur alat dan tuas penekan alat pencetak nasi
2. Mengetahui bagaimana cara memilih bahan yang tepat untuk kerangka alat pencetak nasi

1.5 Manfaat

Dengan adanya perencanaan struktur, mekanisme alat pencetak nasi diharapkan mampu memudahkan operator dan meningkatkan kapasitas produksi dan sebagai langkah awal

berinovasi sehingga memunculkan ide perencanaan alat pencetak nasi yang lebih baik lagi.

1.6 Metodologi Penelitian

1. Studi Literatur

Upaya ini dilakukan dengan mendapatkan data dan keterangan-keterangan melalui buku-buku melalui metode ini diperoleh teori-teori yang mendasar dalam setiap pembahasan untuk menunjang perencanaan kerangka dan mekanisme alat.

2. Permodelan Alat

Melakukan permodelan kerangka dan tuas penekan dengan menggunakan *software* Solidworks 2014 untuk merancang desain yang penulis inginkan.

3. Pemilihan Bahan

Pemilihan bahan ditinjau dari segi harga dan sifat mekanik material yang digunakan sehingga didapatkan hasil yang optimal.

4. Pembuatan Alat

Setelah melakukan permodelan serta pemilihan bahan, maka dilakukan proses pemotongan, pengeboran, dan penyambungan komponen agar diperoleh kerangka dan tuas alat pencetak nasi.

5. Pengujian Alat

Pengujian ini dimaksudkan untuk memastikan bahwa kinerja dari masing-masing komponen alat pencetak nasi dapat berfungsi sesuai yang diharapkan

6. Penulisan Laporan

Menyusun laporan yang telah dibuat sesuai dengan hasil yang telah didapatkan dengan sistematika yang telah ditentukan. Penyusunan laporan merupakan tahap akhir pelaksanaan

1.7 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan pada laporan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini membahas mengenai latar belakang, rumuan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi teori – teori yang membahas sebagai dasar perencanaan, perhitungan, dan pemikiran.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Membahas tentang diagram alir, pengumpulan data serta tahap-tahapan proses perancangan kerangka dan tuas.

BAB IV PEMBAHASAN

Bab ini membahas perhitungan struktur alat pencetak nasi dan perhitungan tuas penekan.

BAB V PENUTUP

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Analisa Mitra

2.1.1 Data Rara *Catering*

Nama Pemilik : Endang

Jumlah Produksi : 70 porsi / hari

Packing : kardus

Karyawan : 1 orang

Bentuk nasi : silinder

Massa nasi : 180gr/porsi

Geometri nasi : diameter 93mm x tinggi 35mm

Densitas nasi : 0,7574 gr/cm³

Jenis beras : Manna AAA (kemasan 25kg)



Gambar 2.1 Produk Hasil Katering

2.1.2 Proses Pencetakan Nasi

Adapun proses pencetakan nasi pada Rara *Catering* adalah sebagai berikut

1. Penyiapan alat dan bahan
 - a. nasi
 - b. centong
 - c. cetakan
2. Melakukan *loading* nasi ke cetakan mangkok

3. Melakukan penekanan pada tiap lapis pengisian nasi
4. Melakukan *unloading* nasi dari cetakan mangkok
5. Selesai



Gambar 2.2 Hasil Cetakan Nasi

2.1.3 Perhitungan Kecepatan Pencetakan Nasi

Adapun perhitungan kecepatan pencetakan nasi pada Rara *Catering* sebagai berikut:

Loading = 7 sekon

Proses = 9 sekon

Unloading = 5 sekon

Waktu Total (t) = 21 sekon

Maka produk yang dihasilkan selama satu jam adalah:

$$\begin{aligned}
 \text{kapasitas produk} &= \frac{1 \text{ produk}}{21s} \times \frac{3.600 s}{\text{jam}} \\
 &= \frac{3600}{21s} \\
 &= 171 \text{ produk/jam}
 \end{aligned}$$

Jadi kapasitas produksi nasi pada Rara *Catering* adalah 171 produk/jam.

2.2 Mesin pencetak *Onigiri*

Mesin pencetak onigiri sudah berkembang di negara Jepang. Mesin ini memiliki tipe ASM 545 CE berikut spesifikasinya:

Tabel 2.1 Spesifikasi ASM 545 CE

<i>Weight</i>	25kg
<i>power</i>	AC 230 V/ 50Hz
<i>power consumption</i>	80 W
<i>Production Capacity</i>	<i>Onigiri: 1.100 - 1.650 pcs/ hr</i>
	<i>Sushi Rice Ball 2.200 pcs/hr</i>
	<i>Makunouchi Rice Ball 1.375-4.400</i>
<i>Dimensions</i>	W 310 x D 513 x H 692 mm



Gambar 2.3 Mesin Pencetak *Onigiri* ASM 545 CE

2.3 Tegangan

Tegangan dapat didefinisikan sebagai gaya-normal tiap satuan luas, dan tegangan ini dianggap terbagi merata pada luas penampang melintang bagian benda.

2.3.1 Tegangan tarik

Apabila sepasang gaya tarik aksial menarik suatu batang, dan akibatnya batang ini cenderung meregang atau bertambah panjang. Maka gaya tarik aksial tersebut menghasilkan tegangan tarik pada batang di suatu bidang yang terletak tegak lurus atas normal terhadap sumbunya

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \quad (1)$$

- Tegangan ijin dan syarat aman:

$$|\sigma_t| = \frac{\sigma_{yp}}{sf} \quad (2)$$

Keterangan

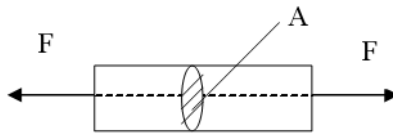
σ_t = Tegangan Tarik (N/mm²)

F = Gaya (N)

A = Luasan Penampang (mm²)

σ_{yp} = *Yield Strenght* (N/mm²)

Sf = *safety factor*



Gambar 2.4 Tegangan tarik

2.3.2 Tegangan tekan

Apabila sepasang gaya tekan aksial mendorong suatu batang, akibatnya batang ini cenderung untuk memperpendek atau menekan batang tersebut. Maka gaya tekan aksial tersebut menghasilkan tegangan tekan pada batang di suatu bidang yang terletak tegak lurus atau normal terhadap sumbunya.

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad (3)$$

- Tegangan ijin dan syarat aman :

$$|\sigma_c| = \frac{\sigma_{cyp}}{sf}$$

$$|\sigma_c| = \frac{k_c \cdot \sigma_{yp}}{sf} \quad (4)$$

nilai $k_c = 1,0 - 1,2$

Keterangan

σ_c = Tegangan Tarik (N/mm^2)

F = Gaya (N)

A = Luasan Penampang (mm^2)

k_c = koefisien kompresi

σ_{yp} = *Yield Strenght* (N/mm^2)

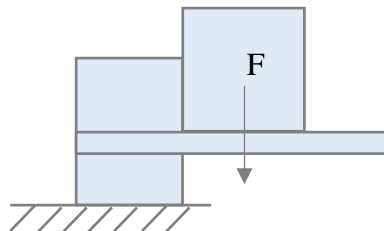
S_f = *safety factor*



Gambar 2.5 Tegangan tekan

2.3.3 Tegangan geser

Tegangan geser adalah intensitas gaya yang bekerja sejajar dengan bidang dari luas permukaan, dilambangkan dengan τ (Tau) untuk tegangan geser akibat gaya langsung dapat dirumuskan sebagai berikut:



Gambar 2.6 Tegangan geser

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad (5)$$

Tegangan ijin dan syarat aman

$$|\tau_s| = \frac{\sigma_{syp}}{sf}$$
$$|\tau_s| = \frac{k_s \cdot \sigma_{yp}}{sf} \quad (6)$$

nilai $k_s=(0,6-0,8)$

Keterangan

τ_s = Tegangan Geser (N/mm²)

F = Gaya (N)

A = Luasan Penampang (mm²)

k_s = koefisien geser

σ_{yp} = *Yield Strenght* (N/mm²)

Sf = *safety factor*

2.3.4 Tegangan Bending

Tegangan bending yang diakibatkan gaya (F) yang bekerja pada sebuah batang dengan luas penampang (A). Besarnya tegangan bending ke arah A sama dengan ke arah B, dan besarnya bending ke arah C sam dengan ke arah D.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (7)$$

$$\sigma_b = \frac{F \cdot e}{\frac{I}{y}} \quad (8)$$

Keterangan:

M_b = momen bending (N.mm)

W_b = momen tahanan bending (mm³)

F = gaya (N)

I = momen inersia

B = lebar penampang (mm)

H = tinggi penampang (mm)

Tegangan bending ijin

$$|\sigma_b| = \frac{\sigma_{byp}}{sf}$$
$$|\sigma_b| = \frac{k_b \cdot \sigma_{yp}}{sf} \quad (10)$$

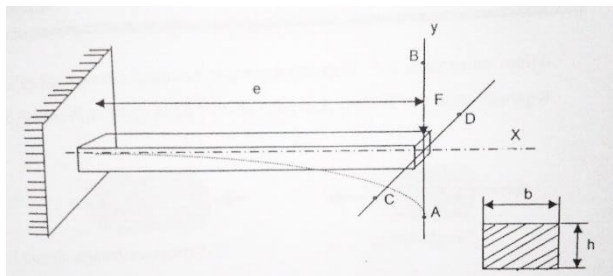
Keterangan:

$|\sigma_b|$ = Tegangan bending ijin

σ_{yp} = *Yield Strenght* (N/mm²)

Sf = safety faktor

k_b = koefisien bending



Gambar 2.7 Tegangan bending

2.4 Perhitungan Struktur

Perhitungan struktur alat pengepres nasi menggunakan reaksi tumpuan dengan gaya beban statis terpusat dan merata. Dengan persamaan hukum newton I. Dengan jumlah gaya vertikal = 0 dan jumlah gaya horizontal = 0.

2.4.1 Hukum I Newton

Hukum ini menyatakan bahwa jika resultan gaya (jumlah) vektor dari semua gaya yang bekerja pada benda) bernilai nol, maka benda yang mula-mula diam akan tetap diam. Benda yang mula-mula bergerak lurus beraturan akan tetap lurus beraturan dengan kecepatan tetap.

$$\Sigma F = 0 \quad (11)$$

Dengan gaya horizontal dan gaya vertikal sebagai berikut:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

2.4.2 Hukum III Newton

Hukum ini menyatakan bahwa Ketika suatu benda memberikan gaya pada benda kedua, benda kedua tersebut memberikan gaya yang sama besar tetapi berlawanan arah terhadap benda pertama.

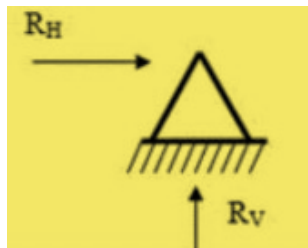
$$F_{aksi} = F_{reaksi} \quad (12)$$

2.4.3 Reaksi Tumpuan

Tumpuan merupakan tempat perletakan konstruksi untuk meneruskan gaya yang bekerja pada struktur utama. Dengan mengetahui besar momen bending maka akan di didapatkan besar tegangan yang terjadi.

a. Tumpuan sendi

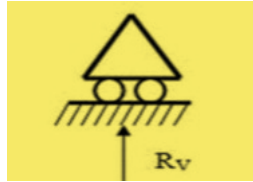
Tumpuan sendi biasa disebut engsel yang karena cara kerjanya yang miring dengan engsel. Tumpuan sendi mampu memberikan reaksi arah vertikal dan horizontal, artinya tumpuan sendi dapat menahan gaya vertikal dan horizontal. Tumpuan sendi tidak dapat menahan momen.



Gambar 2.8 Sketsa reaksi tumpuan sendi

b. Tumpuan Rol

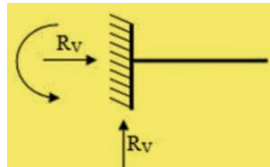
Tumpuan rol adalah tumpuan yang dapat bergeser ke arah horizontal sehingga tumpuan ini tidak dapat menahan gaya horizontal. Sehingga hanya terdapat 1 buah variabel yang akan diselesaikan (R_v) saja.



Gambar 2.9 Sketsa reaksi tumpuan rol

c. Tumpuan Jepit

Tumpuan jepit bisa dikonstruksikan seperti balok ditanam dalam tembok atau sebagai tumpuan balok terusan jepitan tumpuan jepit dapat memberikan reaksi atau tahanan terhadap gaya horizontal, vertikal, dan mampu memberikan reaksi terhadap momen. Sehingga pada tumpuan jepit terdapat 3 buah variabel yang harus diselesaikan (R_v , R_h , dan M)



Gambar 2.10 Sketsa reaksi tumpuan jepit

2.5 Aluminium

Aluminium adalah logam yang ringan dengan berat jenis 2.7 gram/cm³ setelah Magnesium (1.7 gram/cm³) dan Berilium (1.85 gram/cm³) atau sekitar 1/3 dari berat jenis besi maupun tembaga. Konduktivitas listriknya 60 % lebih dari tembaga sehingga juga digunakan untuk peralatan listrik. Selain

itu juga memiliki sifat penghantar panas, memiliki sifat pantul sinar yang baik sehingga digunakan pula pada komponen mesin, alat penukar panas, cermin pantul, komponen industri kimia dll.

Aluminium merupakan logam yang reaktif sehingga mudah teroksidasi dengan oksigen membentuk lapisan aluminium oksida, alumina (Al_2O_3) dan membuatnya tahan korosi yang baik. Namun bila kadar Fe, Cu dan Ni ditambahkan akan menurunkan sifat tahan korosi karena kadar aluminanya menurun. Penambahan Mg, Mn tidak mempengaruhi sifat tahan korosinya. Tabel 2.2 seri paduan Aluminium

No.	Seri Komposisi Paduan
1xxx	Aluminium murni
2xxx	Paduan aluminium – tembaga
3xxx	Paduan aluminium – mangan
4xxx	Paduan aluminium – silikon
5xxx	Paduan aluminium – magnesium
6xxx	Paduan aluminium – magnesium – silikon
7xxx	Paduan aluminium – seng
8xxx	Paduan aluminium – timah – litium
9xxx	Disiapkan untuk penggunaan di masa depan

2.6 Stainless steel

Baja tahan karat termasuk dalam baja paduan tinggi yang tahan terhadap korosi, suhu tinggi dan suhu rendah. Disamping itu juga mempunyai ketangguhan dan sifat mampu potong yang cukup. Karena sifatnya, maka baja ini banyak digunakan dalam reaktor atom, turbin, mesin jet, pesawat terbang, alat rumah tangga dan lain-lainnya. Baja tahan karat termasuk kategori material ferrous yang digolongkan berdasarkan % krom (Cr), bukan berdasarkan % karbon (C) seperti jenis steel umumnya, untuk mempengaruhi klasifikasi baja tahan karat, kadar minimum % krom (Cr) 12 %.

Baja tahan karat A-312 TP 304H jenis baja tahan karat austenitic yang tidak bersifat magnetis karena pengaruh kandungan unsur Nikel antara 8 -11%. Mekanisme baja tahan karat austenitic tidak bersifat magnetik yaitu unsur Nikel yang berkisi FCC mempromote terbentuknya fasa austenit dengan cara merubah fasa feritic (BCC) menjadi fasa gama (FCC) austenit.

Tabel 2.3 Komposisi kimia baja tahan karat A-312 TP 304H

TYPE	UNS NO.	COMPOSITION, % ^(A)							
		C	Mn	Si	Cr	Ni	P	S	Other
201	S20100	0.15	5.5-7.5	1.00	16.0-18.0	3.5-5.5	0.06	0.03	0.25 N
302	S30200	0.15	2.0	2.0-3.0	17.0-19.0	8.0-10.0	0.045	0.03	
304L	S30403	0.03	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-12.0	0.45	0.03	
304	S30400	0.08	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-10.5	0.045	0.03	
304H	S30409	0.04-0.10	2.0	1.00	18.0-20.0	8.0-10.5	0.045	0.03	

2.7 Pegas

Pegas banyak dipakai dalam berbagai konstruksi mesin, dalam penggunaannya pegas harus memberikan gaya yang sesuai, melunakkan tumbukan, menyerap dan menyimpan energi agar dapat mengurangi getaran, dan sebagainya. Pegas merupakan elemen yang elastis, dalam penggunaannya pegas terdeformasi pada waktu pembebanan dan menyimpan energi, bila pegas dilepas pegas akan kembali seperti sebelum terbebani.

2.7.1 Fungsi pegas

a. Menyimpan energi

Pegas yang fungsi utamanya menyimpan energi diantaranya dijumpai pada penggerak jam dan batang penggerak.

b. Melunakkan kejutan

Pegas yang berfungsi untuk melunakkan kejutan (*shock*) antara lain dijumpai pada: pegas roda, gandar, dan pegas kejut pada kendaraan bermotor.

c. Pendistribusian gaya

Pegas yang berfungsi untuk mendistribusikan gaya antara lain: pegas pada pembebanan roda dari kendaraan, landasan mesin, dan sebagainya

d. Elemen Ayun

Pegas ini antara lain dijumpai pada: pegas pemberat, penyekatan ayunan, pegas pembalik untuk menghentikan ayunan.

e. Pengukur

Penggunaan pegas sebagai pengukur adalah untuk timbangan , neraca pegas, dynamometer.

f. Pembatas gaya

Penggunaan pegas ini dapat dijumpai pada mesin pengepres, untuk memberikan batasan besarnya gaya yang bekerja, biasanya untuk keamanan.

2.7.2 Macam-macam pegas

1. Berdasarkan beban yang diterima

a. Pegas Tekan



Gambar 2.11 Pegas tekan

b. Pegas Tarik

Pegas tarik memiliki kondisi solid (lilitan satu dengan lilitan lainnya dalam keadaan rapat), pada ujung-ujungnya terdapat *hook* untuk dikaitkan.

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd^4}{8NtD^3} \quad (13)$$

$$F = k \cdot \Delta x \quad (14)$$

Keterangan:

F : gaya yang bekerja pada pegas (N)

k : konstanta pegas (N/mm)

Δx : pertambahan panjang pegas (mm)

G : modulus geser elastisitas (N/mm²)

Nt : jumlah lekuk pegas

P : Gaya tarik pegas (N)



Gambar 2.12 Pegas tarik

c. Pegas Puntir



Gambar 2.13 Pegas puntir

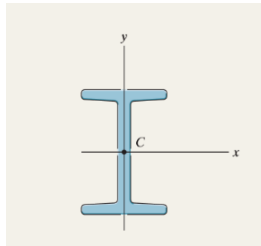
2. Berdasarkan bentuknya

- a. Pegas Ulir
- b. Pegas Volut
- c. Pegas Daun

- d. Pegas Piring
- e. Pegas Cincin
- f. Pegas Batang Torsi
- g. Pegas Spiral
- h. Pegas Karet
- i. Pegas udara

2.8 Titik berat

Titik berat sebuah benda disebut juga kesetimbangan benda atau titik dimana benda akan seimbang tanpa ada kecenderungan untuk berputar. Titik berat sering pula diidentifikasi sebagai titik dimana seluruh berat benda tersebut terpusat. Adapun persamaannya adalah sebagai berikut:



Gambar 2.14 Titik berat C pada bidang datar sumbu x,y

$$x = \frac{\sum X_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad (15)$$

$$y = \frac{\sum Y_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad (16)$$

Keterangan :

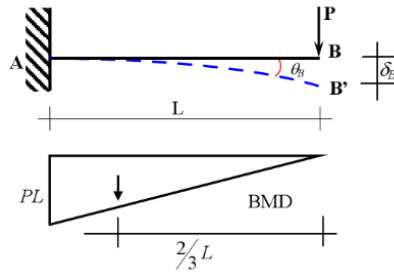
x = titik berat pada sumbu x (meter)

y = titik berat pada sumbu y (meter)

m = massa benda (kg)

2.9 Defleksi

Semua balok akan terdefleksi (atau melentur) dari kedudukannya apabila terbebani. Dalam struktur bangunan, seperti : balok dan plat lantai tidak boleh melentur terlalu berlebihan. Ada beberapa metode yang dapat dipergunakan untuk menghitung defleksi yang terjadi pada balok. Salah satunya dengan menggunakan metode luas bidang momen.



Gambar 2.15 Batang yang Menahan Beban Titik

Besarnya momen di A akibat beban merata sebesar $M_A = -PL$

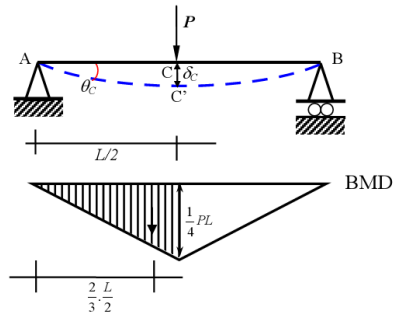
Letak titik berat ke titik B sebesar $= \frac{2}{3} \cdot L$

Besarnya jarak lendutan vertikal di B sebesar
:

$$\delta_c = \frac{\text{statis momen luas bidang}}{E \cdot I}$$

$$\delta_c = \frac{\frac{1}{2} L \cdot P \cdot \frac{2}{3} L}{E \cdot I}$$

$$\delta_c = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (17)$$



Gambar 2.16 Batang yang Menahan Beban Titik

Besarnya momen di C akibat beban merata sebesar $M_C = \frac{1}{4} \cdot P \cdot L$

Letak titik berat dari tumpuan A sebesar $= \frac{2}{3} \cdot \frac{L}{2} = \frac{1}{3} \cdot L$

Besarnya jarak lendutan vertikal di C sebesar :

$$\delta_c = \frac{\text{statis momen luas bidang}}{E \cdot I}$$

$$\delta_c = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} L \cdot \frac{1}{4} \cdot P \cdot L}{E \cdot I}$$

$$\delta_c = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (18)$$

2.10 Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat dimana terpasang elemen - elemen seperti roda gigi (gear), pulley, flywheel, engkol, sprocket dan elemen pemindah lainnya. Poros bisa menerima beban lenturan, beban tarikan, beban tekan, atau beban puntiran yang bekerja sendiri - sendiri atau berupa gabungan satu dengan yang lainnya.

Poros dalam sebuah mesin berfungsi untuk meneruskan tenaga bersama - sama dengan putaran. Setiap elemen mesin yang berputar, seperti cakara tali, puli sabuk mesin, piringan kabel,

tromol kabel, roda jalan dan roda gigi dipasang berputar terhadap poros dukung yang tetap atau dipasang tetap pada poros dukung yang berputar. Contohnya sebuah poros dukung yang berputar yaitu poros roda keran pemutar gerobak.

Menurut pembebanannya dibedakan menjadi 3 :

1. Poros Transmisi (Transmission Shaft)

Poros transmisi lebih dikenal dengan sebutan shaft. Shaft akan mengalami beban punter berulang, beban lentur berganti ataupun kedua-duanya. Pada shaft, daya dapat ditransmisikan melalui gear, belt, pulley, sprocket rantai, dll.

2. Gandar

Poros gandar merupakan poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang. Poros gandar tidak menerima beban punter dan hanya mendapat beban lentur.

3. Poros Spindle

Poros spindle merupakan poros transmisi yang relative pendek, misalnya pada poros utama mesin perkakas dimana beban utamanya berupa beban puntiran. Selain beban puntiran, poros spindle juga menerima beban lentur (axial load). Poros spindle dapat digunakan secara efektif apabila deformasi yang terjadi pada poros tersebut kecil. Contoh : Poros yg dipasang pada kereta, dll.

2.11 Sambungan Mur dan Baut

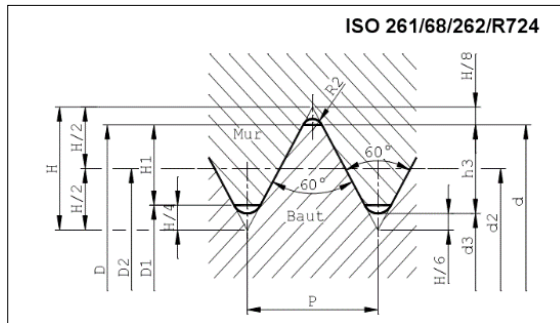
Sambungan mur dan baut banyak digunakan pada berbagai komponen mesin. Sambungan mur baut bukan merupakan sambungan tetap, melainkan dapat dibongkar pasang dengan mudah.

Beberapa keuntungan penggunaan sambungan mur baut :

1. Mempunyai kemampuan yang tinggi dalam menerima beban.
2. Kemudahan dalam pemasangan
3. Dapat digunakan untuk berbagai kondisi operasi

4. Dibuat dalam standarisasi
5. Efisiensi tinggi dalam proses manufaktur

Kerugian utama sambungan mur baut adalah mempunyai konsentrasi tegangan yang tinggi di daerah ulir.



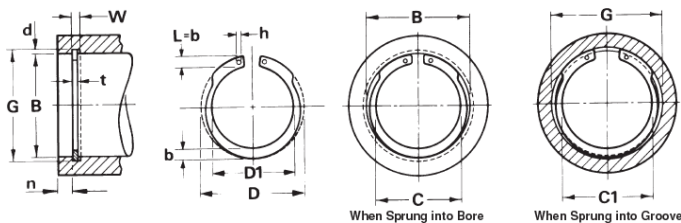
Gambar 2.17 dimensi mur dan baut menurut standar ISO

2.12 Snap Ring

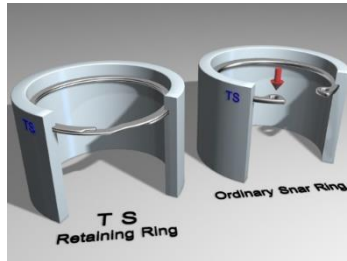
Snap Ring adalah part yang semacam ring dan di paskan dalam posisi bervariasi untuk mencegah part dari kekenduran, sederhananya snap ring berfungsi sebagai pengunci.

Snap ring sangat dikenal dalam dunia mekanik karena sering ditemukan pada part setiap mesin pada umumnya. Snap ring atau disebut sebagai cyrcclip ada 2 (dua) jenis;

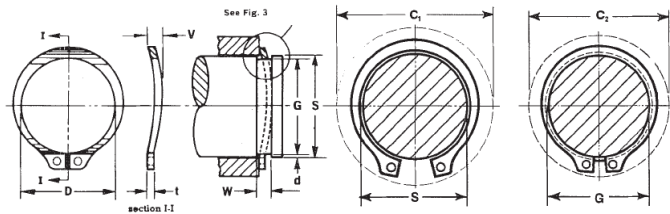
1. Snap ring untuk pengunci hole tipe hole (H)
2. Snap ring untuk pengunci shaft tipe shafting (S)



Gambar 2.18 *Snap Ring* tipe Hole



Gambar 2.19 Ilustrasi Penggunaan *Snap Ring Tipe Hole*



Gambar 2.20 *Snap Ring tipe shafting*



Gambar 2.21 ilustrasi penggunaan *Snap Ring tipe shafting*

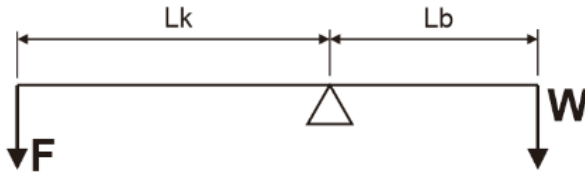
2.13 Mekanisme Tuas

Pengungkit atau tuas adalah salah satu pesawat sederhana yang digunakan untuk mengubah efek atau hasil dari suatu gaya. Hal ini dimungkinkan terjadi dengan adanya sebuah batang ungkit dengan titik tumpu, titik kuasa, dan titik beban yang divariasikan letaknya. Titik tumpu/fulcrum merupakan titik dimana batang ditumpu dan tempat batang diputar. Titik beban merupakan titik tempat bekerjanya beban. Sedangkan titik kuasa merupakan tempat

diadakannya gaya atau kuasa. Pengungkit atau tuas dapat digolongkan menjadi tiga yaitu :

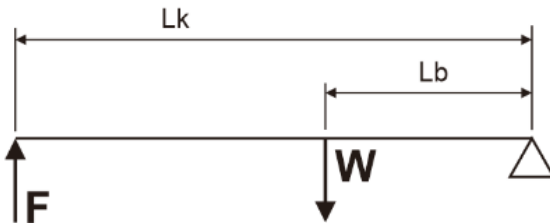
1) Tuas golongan pertama adalah tuas yang mempunyai titik tumpu diantara beban dan kuasa.

Contohnya : jungkat – jungkit, gunting, linggis dan palu untuk mencabut paku.



Gambar 2.22 Tuas Golongan I

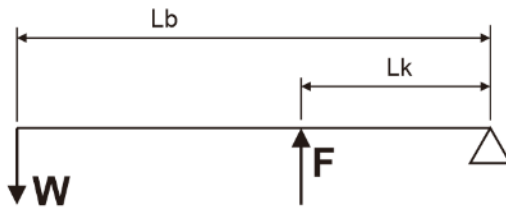
2) Tuas golongan kedua adalah tuas yang mempunyai titik beban berada diantara titik tumpu dan titik kuasa. Contohnya : pemecah biji, gerobak dorong.



Gambar 2.23 Tuas Golongan II

3) Tuas golongan ketiga adalah tuas yang mempunyai titik kuasa diantara titik tumpu dan titik beban.

Contohnya : sekop dengan lengan, lengan bawah saat mengangkat beban.



Gambar 2.24 Tuas Golongan III

(19)

$$F \cdot L_k = W \cdot L_b$$

Keterangan:

F = Gaya Kuasa (N)

W = Beban (N)

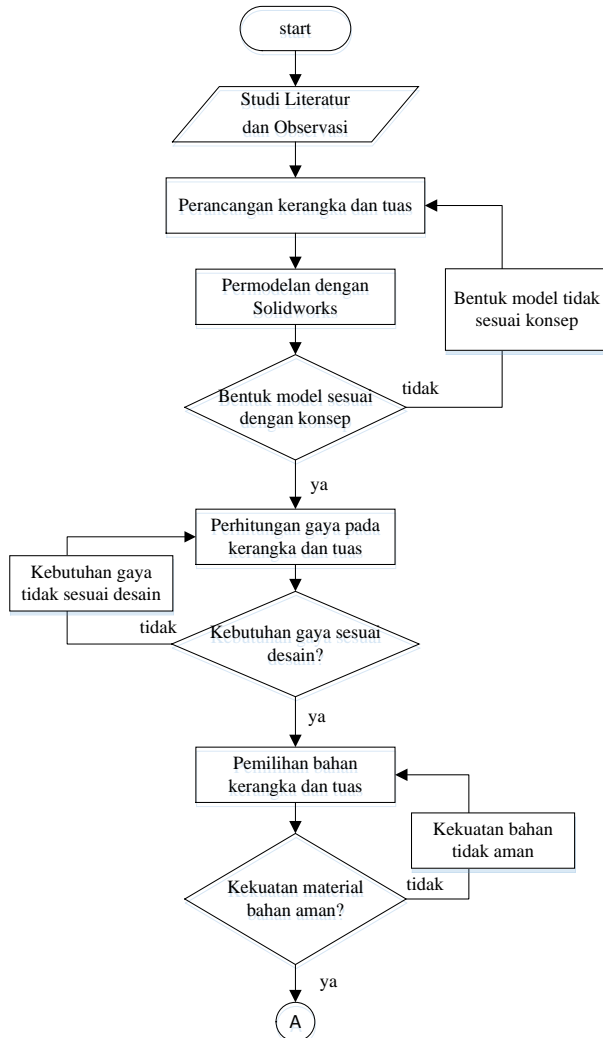
L_k = Lengan Kuasa (mm)

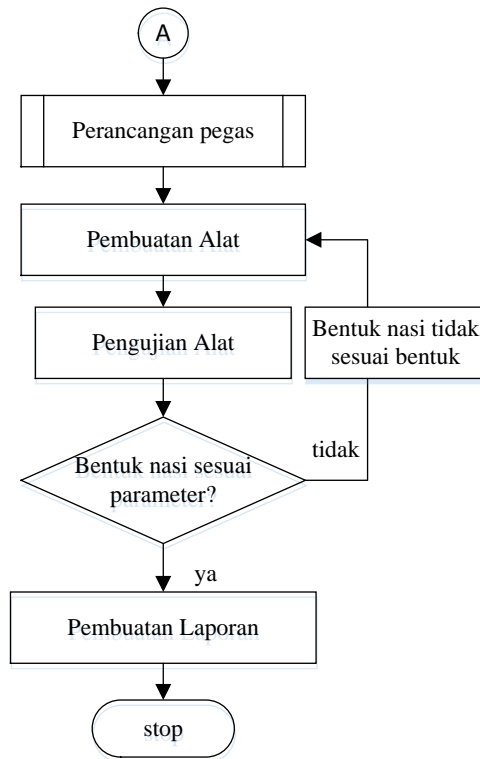
L_b = Lengan Beban (mm)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram alir Penelitian





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Penjelasan Diagram Alir

Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan perancangan yang dilakukan.

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

3.2.1 Studi Literatur dan Observasi

Upaya ini dilakukan dengan mendapatkan data dan keterangan-keterangan melalui buku-buku melalui metode ini diperoleh teori-teori yang mendasar dalam setiap pembahasan untuk menunjang perencanaan kerangka dan mekanisme alat. Selain itu juga melakukan observasi kepada pengusaha

katering “Rara Catering” di Keputih Tegal Timur Surabaya dan Mc Donald untuk mendapat data yang dapat menunjang perancangan alat dan penulisan laporan.

Rara Catering

Nama Pemilik : Endang

Jumlah Produksi : 70 kotak / hari

Packing : kardus

Karyawan : 1 orang

Bentuk nasi : silinder

Massa nasi : 180gr/porsi

Geometri nasi : diameter 93mm x tinggi 35mm

Densitas nasi : $0,7574 \text{ gr/cm}^3$

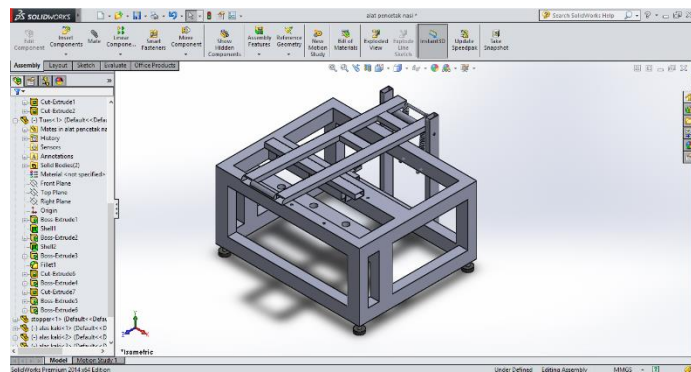
Jenis beras : Manna AAA (kemasan 25kg)

3.2.3 Perancangan kerangka dan tuas

Perancangan dilakukan dengan penentuan geometri kerangka dan tuas alat pencetak nasi. Mekanisme penekanan yang hendak diterapkan dalam proses pencetakan yakni menggunakan mekanisme tuas.

3.2.4 Permodelan kerangka dan tuas

Melakukan permodelan alat dengan menggunakan *software* Solidworks untuk merancang desain yang penulis inginkan.



Gambar 3.2 Permodelan Menggunakan Solidworks

3.2.5 Pemilihan Bahan

Pemilihan bahan ditinjau dari bentuk, sifat mekanik material dan harga sehingga didapatkan bahan yang sesuai.

a. Bentuk

Bentuk profil yang digunakan dalam pembuatan kerangka adalah berbentuk hollow persegi panjang dengan ukuran 40mm x 25mm. Sedangkan untuk tuas memilih bentuk hollow persegi panjang ukuran 30mm x 15mm. Pemilihan didasarkan pada ketersediaan material di pasar dan profil yang ringan namun kuat.

b. Material

Aluminium seri 6061

Aluminium memiliki kekuatan material yang baik selain itu merupakan logam yang reaktif sehingga mudah teroksidasi dengan oksigen membentuk lapisan aluminium oksida, alumina (Al_2O_3) dan membuatnya tahan korosi yang baik. Selain itu aluminium memiliki densitas $2,7 \text{ gr/cm}^3$ sehingga ringan dibanding besi dan logam jenis lain.

3.1 Tabel Komposisi Bahan Aluminium 6061

Alloy group	Nominal chemical composition ⁽¹⁾ , wt%									
	Mg	Si	Ti	Cr	Mn	Fe	Ni	Cu	Zn	Other
Wrought alloys										
1xxx (Al)	0.006–	0.006–	0.002–	0.01–	0.002–	0.006–	...	0.006–	0.006–	...
> 99.00%	0.25	0.7	0.06	0.03	0.05	0.6		0.35	0.05	
2xxx (Cu)	0.02–	0.10–	0.02–	0.05–	0.05–	0.12–	0.05–	0.8–	0.10–	0.05–
	0.8	1.3	0.3	0.2	1.3	1.3	2.3	6.8	0.80	0.5
3xxx (Mn)	0.05–	0.3–	0.05–	0.05–	0.05–	0.1–	0.05	0.05–	0.05–	0.1–
	1.3	1.8	0.10	0.40	1.8	1.0		0.50	1.0	0.5
4xxx (Si)	0.05–	0.8–	0.04–	0.05–	0.03–	0.20–	0.15–	0.05–	0.05–	...
	2.0	13.5	0.30	0.25	1.5	1.0	1.3	1.5	0.25	...
5xxx (Mg)	0.2–	0.08–	0.05–	0.05–	0.03–	0.10–	0.03–	0.03–	0.05–	...
	5.6	0.7	0.20	0.35	1.4	0.7	0.05	0.35	2.8	...
6xxx (Mg + Si)	0.05–	0.20–	0.08–	0.03–	0.03–	0.08–	0.2	0.10–	0.05–	0.05–
	1.5	1.8	0.20	0.035	1.0	1.0		1.2	2.4	0.20

(ASM Metal Handbook Volume 9, 2004)

Stainless Steel 304

Stainless steel termasuk dalam baja paduan tinggi yang tahan terhadap korosi, suhu tinggi dan suhu rendah. Disamping itu juga mempunyai kekuatan material yang baik ketangguhan dan sifat mampu potong yang tinggi.

3.2 Tabel Komposisi Bahan Stainless Steel 304

COMPOSITION		
	Type 304 %	Type 304L %
Carbon	0.08 max.	0.03 max.
Manganese	2.00 max.	2.00 max.
Phosphorus	0.045 max.	0.045 max.
Sulfur	0.030 max.	0.030 max.
Silicon	0.75 max.	0.75 max.
Chromium	18.00-20.00	18.0-20.0
Nickel	8.00-12.00	8.0-12.0
Nitrogen	0.10 max.	0.10 max.
Iron	Balance	Balance

3.2.6 Perhitungan

Dilakukan perhitungan kekuatan kerangka dan tuas dengan material yang dipilih meliputi perhitungan:

- Tegangan geser
- Tegangan kompresi
- Tegangan bending

Sehingga dari perhitungan diketahui kekuatan bahan yang diijinkan dan mampu menentukan pemilihan bahan untuk pembuatan kerangka dan tuas alat pencetak nasi.

3.2.7 Pembuatan Alat

Setelah melakukan permodelan serta pemilihan bahan, maka dilakukan proses manufaktur , meliputi:

a. Pemotongan

Dilakukan proses pemotongan bahan meliputi aluminium dan stainless steel untuk mendapatkan bentuk komponen yang diinginkan. Proses pemotongan dilakukan dengan menggunakan gerinda

b. Pengeboran

Pengeboran dilakukan pada bagian bagian komponen untuk proses penyambungan yang menggunakan sambungan keling.

c. Penyambungan

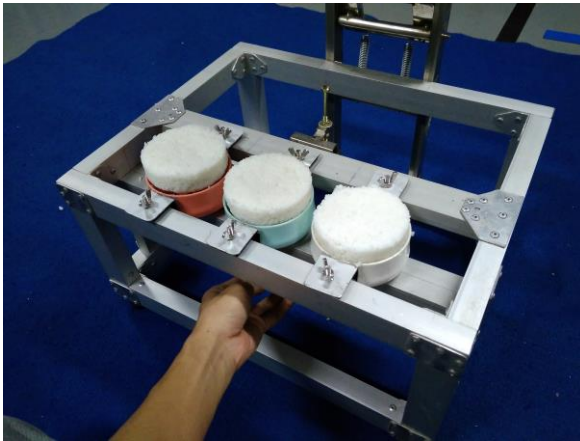
Penyambungan dilakukan dengan dua cara yakni sambungan keling pada material aluminium dan sambungan las pada material stainless steel.

d. Finishing

Tahap akhir dari pembuatan alat meliputi penghalusan bagian bagian yang kasar menggunakan gerinda.

3.2.8 Pengujian Alat

Pengujian ini dimaksudkan untuk memastikan bahwa kinerja dari masing-masing komponen alat pencetak nasi dapat berfungsi sesuai yang diharapkan

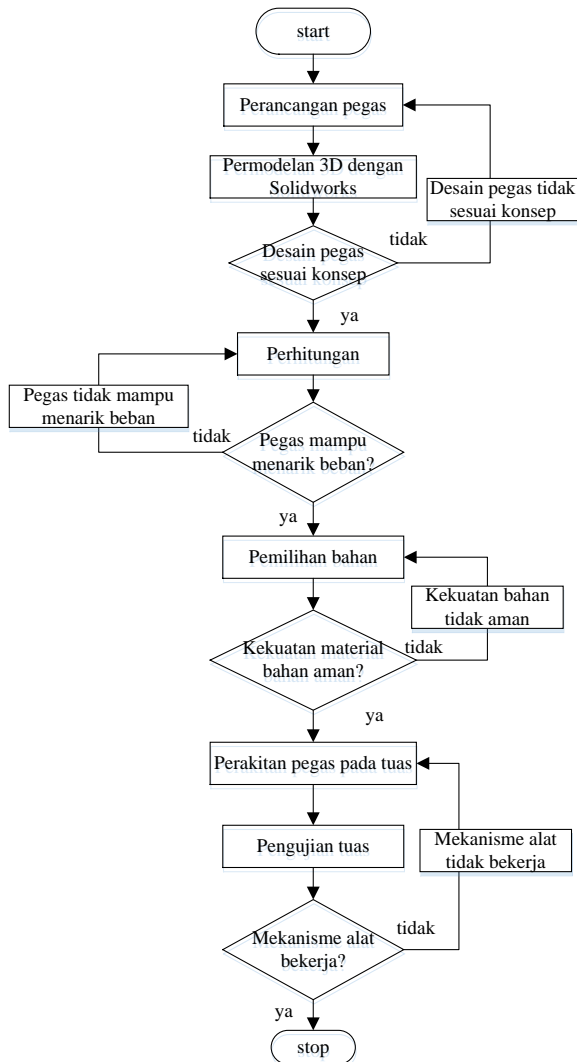


Gambar 3.3 Pengujian Alat Pencetak Nasi

3.2.9 Penulisan Laporan

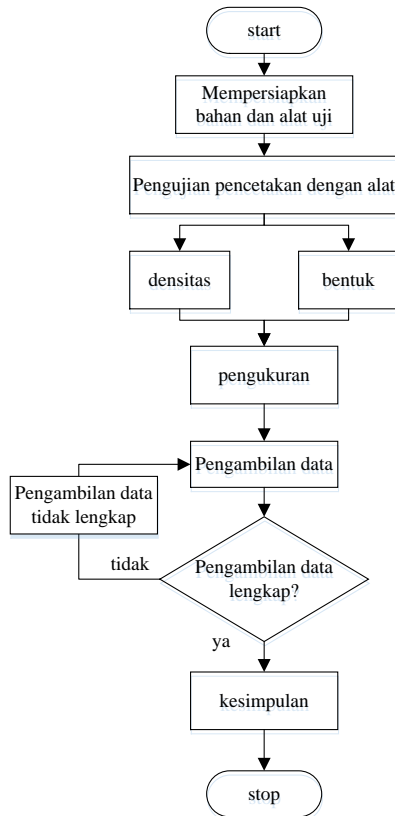
Menyusun laporan yang telah dibuat sesuai dengan hasil yang telah didapatkan dengan sistematika yang telah ditentukan. Penyusunan laporan merupakan tahap akhir pelaksanaan

3.3 Diagram Alir Perancangan Pegas



Gambar 3.4 Diagram Alir Perancangan Pegas

3.4 Diagram Alir Pengujian



Gambar 3.5 Diagram Alir Pengujian Gaya Tekan Nasi

3.5 Penjelasan diagram alir pengujian

3.5.1 Penyiapan Alat dan bahan

1. Nasi
2. Centong
3. Cetakan
4. Punch

5. Sarung tangan plastik
6. Jangka sorong ketelitian 0,01mm
7. Thermometer *infrared*
8. Timbangan kapasitas 5kg

3.5.2 pengujian

Adapun pengujian pencetakan melalui beberapa tahapan yakni:

1. Mempersiapkan alat dan bahan
2. Melakukan pengumpulan data massa cetakan dan *ejector*.
3. Peletakkan cetakan diatas timbangan
4. Melakukan pengukuran suhu pada nasi menggunakan thermometer *infrared*.
5. Melakukan penuangan nasi ke dalam cetakan
6. Melakukan penekanan nasi pada cetakan.
7. Mengeluarkan nasi dari cetakan
8. Pengukuran diameter dan ketinggian nasi serta melakukan pengamatan pada bentuk nasi.
9. Pengumpulan data diameter, ketinggian, dan bentuk nasi
10. Menyimpulkan hasil dari percobaan.

3.5.3 Pengukuran

Pengukuran dilakukan untuk mengetahui dimensi nasi yang telah terbentuk sehingga dapat mengetahui densitas nasi dan bentuk nasi hasil dari proses pencetakan alat secara *visual*.

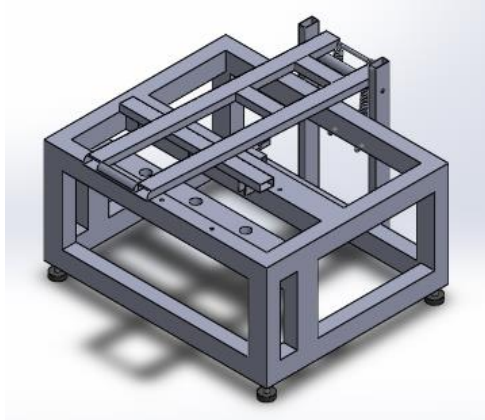
3.5.5 kesimpulan

Dari hasil percobaan pencetakan nasi yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa gaya yang dibutuhkan untuk menekan nasi adalah sebesar 27 Newton.

halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV PEMBAHASAN

Pada bab ini akan membahas mengenai perhitungan statis alat pencetak nasi.



Gambar 4.1 Kerangka dan Tuas Alat Pencetak Nasi

4.1 Menentukan Gaya Penekanan

Dari percobaan yang telah dilakukan dengan pengujian penekanan pada nasi dengan luas penampang lingkaran berdiameter 90mm maka didapatkan gaya yang sesuai untuk pengepresan adalah 27 N. Dari gaya yang telah didapatkan maka dapat digunakan sebagai acuan untuk menghitung tekanan (P) yang terjadi pada *punch*. Dengan rumus sebagai berikut:

$$P = F / A$$

Punch yang digunakan berbentuk lingkaran dengan diameter 90mm. Berikut perhitungan luasan punch

$$A = \frac{1}{4} \pi \cdot d^2$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (90^2) = 6.358,5 \text{ mm}^2$$

Adapun perhitungan tekanan pada *punch* adalah sebagai berikut:

$$P = \frac{F}{A}$$

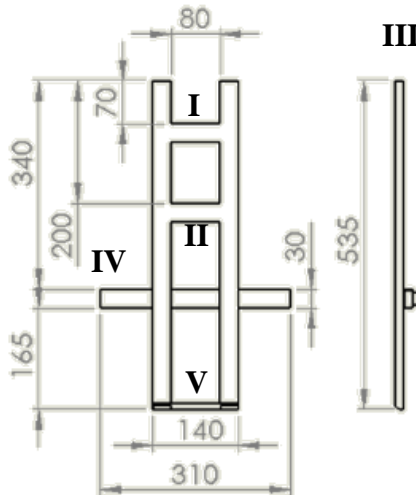
$$P = \frac{27N}{6.358,5 \text{ mm}^2}$$

$$P = 4,2462 \times 10^{-3} \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Tekanan yang terjadi pada *punch* saat pengepresan nasi adalah $4,2462 \times 10^{-3} \text{ N/mm}^2$. Gaya yang bekerja pada tiap *punch* adalah 27N. Sehingga gaya yang dibutuhkan oleh tuas untuk menekan ketiga *punch* sebesar $27 \text{ N} \times 3 = 81 \text{ N}$

4.2 Perhitungan gaya pada tuas

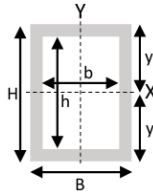
4.2.1 Perhitungan titik berat tuas



Gambar 4.2 Pembagian Daerah Tuas

$$x = \frac{\sum X_i \cdot m_i}{\sum m_i}$$

Langkah awal adalah menentukan berat bagian tuas yang telah dibagi dalam 5 bagian



Gambar 4.3 Bentuk Profil Hollow 30x15mm

Luas peampang profil hollow 30 x 15 mm

$$Luas = BH - bh$$

$$Luas = 30.15 - (28,4.13,4)$$

$$Luas = 69,44mm^2$$

Densitas stainless steel 304 adalah 8,03 gr/cm³

Volume I

$$V_1 = 80 . 69,44$$

$$V_1 = 5555,2mm^3$$

Massa I

$$m_1 = \rho . V_1$$

$$m_1 = 44,6082gr$$

Volume II

$$V_2 = I = 5555,2 mm^3$$

Massa II

$$m_2 = 44,6082gr$$

Volume III

$$V_3 = 2(535.69,44)$$

$$V_3 = 74300,8mm^3$$

Massa III

$$m_3 = \rho \cdot V_1$$

$$m_3 = 596,6354gr$$

Volume IV

$$Va = 310.69,44$$

$$Va = 21526,4$$

$$Vb = 6((25.30.4) - (3,14.2^2))$$

$$Vb = 6(2987,44)$$

$$Vb = 17924,64$$

$$V_4 = Va + Vb$$

$$V_4 = 3601,76mm^3$$

Massa IV

$$m_4 = \rho \cdot V_1$$

$$m_4 = 28,9221gr$$

Volume V

$$V_5 = (\pi (r_2^2 - r_1^2)) \cdot l$$

$$V_5 = 3,14 (16 - 15)^2 \cdot l$$

$$V_5 = (803,84 - 706,5)80$$

$$V_5 = 7787,2mm^3$$

Massa V

$$m_5 = \rho \cdot V_1$$

$$m_5 = 62,5312gr$$

Merujuk pada persamaan (15) maka:

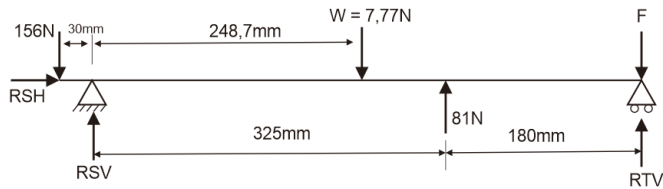
$$x = \frac{85 \cdot 44,6082 + 215 \cdot 44,6082 + 267,5 \cdot 596,6354}{44,6082 + 44,6082 + 596,6354 + 28,9221 +} \\ + \frac{355 \cdot 28,9221 + 535 \cdot 62,5312}{62,5312}$$

$$x = \frac{3791,69 + 9590,76 + 159599,9 + 10267,34 + 33454,19}{777.3051}$$

$$x = 278,7887\text{mm}$$

4.2.2 Gaya yang dibutuhkan Operator pada Tuas

Adapun *free body diagram* dari tuas adalah sebagai berikut:



Gambar 4.4 *Free Body Diagram* Tuas

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$Rsh = 0$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$Rsv - 7,77 + 81 + 156 + RTV - F = 0$$

$$Rsv = -229,23\text{N}$$

$$+(\Sigma M_s = 0$$

$$R_{tv} \cdot 505 + 81.325 + 156.30 - 7,77.248,7 = 0$$

$$R_{tv} \cdot 505 = -26325 - 4680 + 1932,399$$

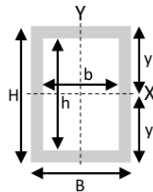
$$R_{tv} = \frac{-29072,601}{505}$$

$$R_{tv} = -57,5695N$$

$F + R_{tv} = 0$ sehingga F bernilai 57,5695 N.

Gaya minimal yang dibutuhkan operator untuk melakukan pencetakan nasi adalah 57,5695 N

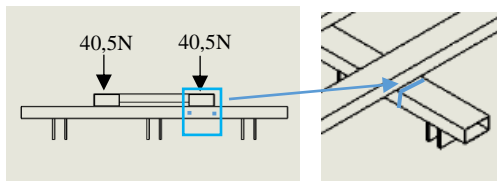
Gaya F yang ditimbulkan oleh tuas menyebabkan tegangan geser dan kompresi pada batang *punch*



Gambar 4.5 Bentuk Profil Batang Punch

4.2.3 Perhitungan Tegangan Pada Batang Penekan

4.2.3.1 Tegangan Geser pada Batang Penekan



Gambar 4.6 Tegangan Geser pada Batang Penekan

Merujuk pada persamaan (5) maka

$$\tau_s = \frac{F}{2(BH - bh)}$$

$$\tau_s = \frac{40,5N}{2 \cdot (30,15 - 28,413,4)mm}$$

$$\tau_s = \frac{40,5N}{2(450 - 380,56)mm^2}$$

$$\tau_s = \frac{40,5N}{2 \cdot 69,44 mm^2}$$

$$\tau_s = 0,2916 N/mm^2$$

Keterangan:

τ_s = tegangan geser (N/mm²)

A = luasan bidang (mm²)

F = gaya yang bekerja (N)

4.2.3.2 Tegangan Geser Ijin Pada Batang Penekan

Diketahui *yield strenght* material SS304 adalah 290 Mpa (290N/mm²)

Nilai $k_s = (0,6 - 0,8)$

safety factor (sf) benda statis adalah 2

Merujuk pada persamaan (6) maka

$$|\tau_s| = \frac{0,7 \cdot 290}{2}$$

$$|\tau_s| = 101,5 N/mm^2$$

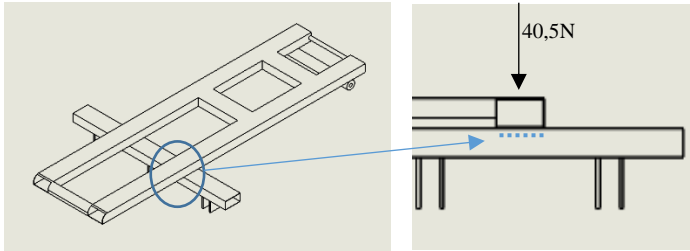
Diketahui tegangan geser ijin pada batang penekan adalah 101,5N/mm²

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

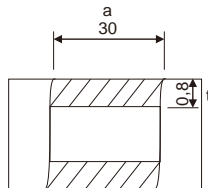
$$0,2916 N/mm^2 \leq 101,5 N/mm^2$$

Tegangan geser yang terjadi bernilai lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan sehingga batang penekan aman.

4.2.3.3 Tegangan Kompresi pada Batang Penekan



Gambar 4.7 Tegangan Kompresi pada Batang Penekan



Gambar 4.8 Luasan Penampang pada Batang Penekan

Merujuk pada persamaan (3) maka

$$\sigma_c = \frac{F}{2 \cdot (A \cdot T)}$$

$$\sigma_c = \frac{40,5N}{2 \cdot (30 \cdot 0,8)mm}$$

$$\sigma_c = \frac{40,5N}{48mm^2}$$

$$\sigma_c = 0,8437 N/mm^2$$

4.2.3.4 Tegangan Kompresi Ijin pada Batang Penekan

Diketahui *yield strenght* material SS304 adalah 290 Mpa (290N/mm^2)

Nilai $k_c = (1,0 - 1,2)$

safety factor (sf) benda statis adalah 2

Merujuk pada persamaan (4) maka

$$|\sigma_c| = \frac{1,1 \cdot 290\text{N/mm}^2}{2}$$

$$|\sigma_c| = \frac{319\text{N/mm}^2}{2}$$

$$|\sigma_c| = 159,5\text{N/mm}^2$$

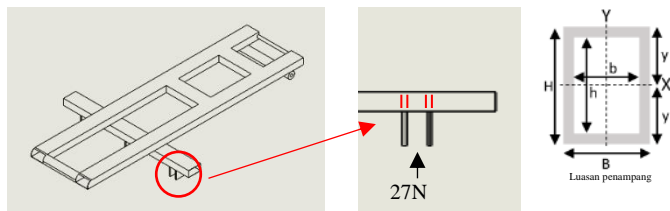
Diketahui tegangan kompresi ijin pada batang penekan adalah $159,5\text{ N/mm}^2$

$$\sigma_c \leq |\sigma_c|$$

$$0,8437\text{ N/mm}^2 \leq 159,5\text{ N/mm}^2$$

Tegangan kompresi yang terjadi bernilai lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan sehingga batang penekan aman.

4.2.3.5 Tegangan Geser Pada Batang Penekan



Gambar 4.9 Tegangan Geser pada Batang Penekan

Merujuk pada persamaan (5) maka

$$\tau_s = \frac{F}{4(BH - bh)}$$

$$\tau_s = \frac{27N}{4. (30.15 - 28,4.13,4)mm}$$

$$\tau_s = \frac{27N}{4(450 - 380,56)mm^2}$$

$$\tau_s = \frac{27N}{4.69,44 mm^2}$$

$$\tau_s = 0,0972 N/mm^2$$

Keterangan: τ_s = tegangan geser (N/mm²)

A = luasan bidang (mm²)

F = gaya yang bekerja (N)

4.2.3.6 Tegangan geser ijin pada batang penekan

Diketahui *yield strenght* material SS304 adalah 290 Mpa (290N/mm²)

Nilai $k_s = (0,6 - 0,8)$

safety factor (sf) benda statis adalah 2

Merujuk pada persamaan (6) maka

$$|\tau_s| = \frac{0,7 \cdot 290}{2}$$

$$|\tau_s| = 101,5 N/mm^2$$

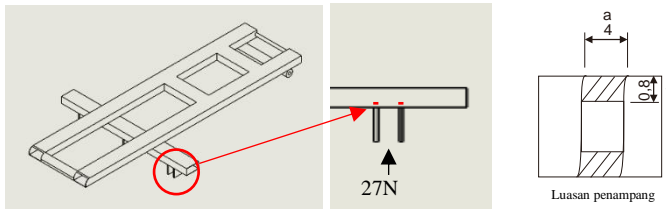
Diketahui tegangan geser ijin pada batang penekan adalah 101,5N/mm²

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$0,0972N/mm^2 \leq 101,5 N/mm^2$$

Tegangan geser yang terjadi bernilai lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan sehingga batang penekan aman.

4.2.3.7 Tegangan Kompresi pada Batang Penekan



Gambar 4.10 Tegangan Kompresi pada Batang Penekan II

Merujuk pada persamaan (3) maka

$$\sigma_c = \frac{F}{4 \cdot (a \cdot t)}$$

$$\sigma_c = \frac{27N}{4 \cdot (4,0,8)mm}$$

$$\sigma_c = \frac{27N}{12,8mm^2}$$

$$\sigma_c = 2,1093 N/mm^2$$

4.2.3.8 Tegangan Kompresi Ijin pada Batang Penekan

Diketahui *yield strenght* material SS304 adalah 290 Mpa (290N/mm²)

Nilai $k_c = (1,0 - 1,2)$

safety factor (sf) benda statis adalah 2

Merujuk pada persamaan (4) maka

$$|\sigma_c| = \frac{1,1 \cdot 290 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$|\sigma_c| = \frac{319 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$|\sigma_c| = 159,5 \text{ N/mm}^2$$

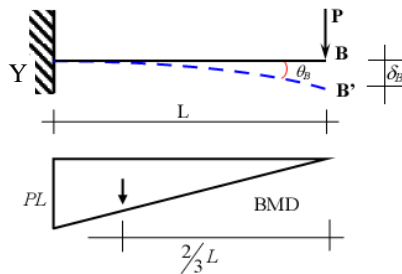
Diketahui tegangan kompresi ijin pada batang penekan adalah $159,5 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_c \leq |\sigma_c|$$

$$2,1093 \text{ N/mm}^2 \leq 159,5 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan kompresi yang terjadi bernilai lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan sehingga batang penekan aman.

4.2.4 Perhitungan defleksi pada batang penekan



Gambar 4.11 Free Body Diagram Batang Y-B

Letak titik berat ke titik B = $\frac{2}{3} L$

Besarnya defleksi vertikal di B sebesar

$$\delta_b = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

Adapun perhitungan momen inersia dari batang sebagai berikut

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$$

$$I = \frac{30 \cdot 15^3 - 28,4 \cdot 13,4^3}{12}$$

$$I = \frac{101250 - 68333,3536}{12}$$

$$I = \frac{32916,6464}{12}$$

$$I = 2743,0538 \text{ mm}^4$$

Untuk menghitung defleksi yang terjadi pada titik B maka digunakan persamaan (17) sehingga

$$\delta_b = \frac{27 \cdot (55)^3}{3 \cdot 78000 \cdot 2743,0538}$$

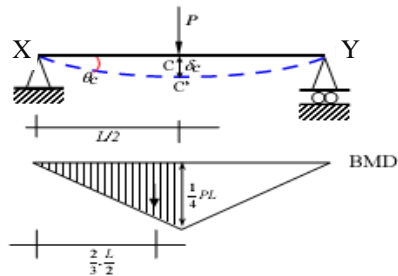
$$\delta_b = \frac{4492125}{641874589,2}$$

$$\delta_b = 6,9984 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Jarak a = jarak b sehingga $\delta_a = \delta_b$

$$\delta_a = 6,9984 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Dari perhitungan maka didapat defleksi maksimal yang terjadi pada titik A sebesar $6,9984 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$



Gambar 4.12 Free Body Diagram Batang X-Y

Untuk menghitung defleksi yang terjadi pada titik C maka digunakan persamaan (18) sehingga

$$\delta_c = \frac{27. (55)^3}{48. 78000 . 2743,0538}$$

$$\delta_c = \frac{4492125}{10269993430}$$

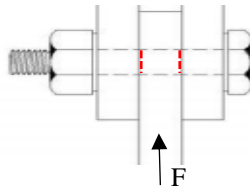
$$\delta_c = \frac{4492125}{10269993430}$$

$$\delta_c = 4,3740 . 10^{-4} \text{ mm}$$

Dari perhitungan maka didapat defleksi maksimal yang terjadi pada titik C sebesar $4,3740 . 10^{-4} \text{ mm}$

4.3 Perhitungan Tegangan pada *Punch*

4.3.1 Perhitungan Tegangan Geser pada Baut *Punch*



Gambar 4.13 Tegangan Geser pada Baut *Punch*

Merujuk pada persamaan (5) maka

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2\right)}$$

$$\tau_s = \frac{27N}{\frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 3,14^2}$$

$$\tau_s = \frac{27N}{15,4796}$$

$$\tau_s = 1,7442N/mm^2$$

Catatan: d = diameter kaki baut

4.3.2 Perhitungan Tegangan Geser Ijin pada Baut *Punch*

Diketahui *yield strenght* material SS304 adalah 290 Mpa (290N/mm²)

Nilai $k_s = (0,6 - 0,8)$

safety factor (sf) benda statis adalah 2

Merujuk pada persamaan (6) maka

$$|\tau_s| = \frac{0,7 \cdot 290}{2}$$

$$|\tau_s| = 101,5 N/mm^2$$

Diketahui tegangan geser ijin pada baut adalah 101,5N/mm²

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$1,7442N/mm^2 \leq 101,5 N/mm^2$$

Tegangan geser yang terjadi bernilai lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan sehingga baut aman.

4.3.3 Perhitungan Diameter Baut *Punch* Minimal

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf}$$

$$\frac{F}{2 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2\right)} \leq \frac{k_s \cdot \sigma_{yp}}{sf}$$

$$d^2 \geq \frac{4 \cdot F \cdot sf}{2 \cdot \pi \cdot k_s \cdot \sigma_{yp}}$$

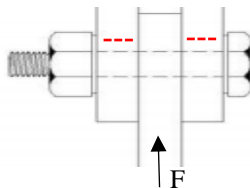
$$d^2 \geq \frac{4 \cdot 27 \cdot 2}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,7 \cdot 290}$$

$$d^2 \geq \frac{216}{1274,84}$$

$$d \geq 0,4116\text{mm}$$

Diketahui diameter kaki minimal adalah 0,4116mm , dilihat pada tabel dimensi dasar standar ulir maka diameter minimal baut adalah 1mm. Pada alat ini menggunakan baut dengan ukuran diameter 4mm. Maka baut dinyatakan aman.

4.3.4 Perhitungan Tegangan Kompresi pada Plat



Gambar 4.14 Tegangan Kompresi pada Plat

Merujuk pada persamaan (3) maka

$$\sigma_c = \frac{F}{2 \cdot (a \cdot t)}$$

$$\sigma_c = \frac{27N}{2 \cdot (4.4)mm}$$

$$\sigma_c = \frac{27N}{32mm^2}$$

$$\sigma_c = 0.8437 N/mm^2$$

4.3.5 Tegangan Kompresi Ijin pada Plat

Diketahui *yield strenght* material SS304 adalah 290 Mpa (290N/mm²)

Nilai $k_c = (1,0 - 1,2)$

safety factor (sf) benda statis adalah 2

Merujuk pada persamaan (4) maka

$$|\sigma_c| = \frac{1,1 \cdot 290N/mm^2}{2}$$

$$|\sigma_c| = \frac{319N/mm^2}{2}$$

$$|\sigma_c| = 159,5 N/mm^2$$

Diketahui tegangan kompresi ijin pada plat adalah 159,5 N/mm²

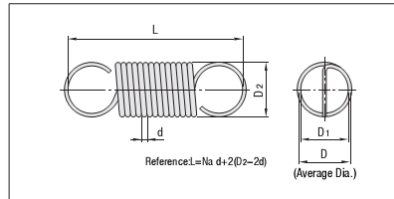
$$\sigma_c \leq |\sigma_c|$$

$$0,8437N/mm^2 \leq 159,5 N/mm^2$$

Tegangan kompresi yang terjadi bernilai lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan sehingga plat aman.

4.4 Perhitungan Gaya Pegas Tarik

4.4.1 Perhitungan *Spring Rate*



Gambar 4.15 Bagian-Bagian Pegas Tarik

Bahan pegas spring brass ASTM B134 dengan nilai

$$G = 41,368 \text{ N/mm}^2$$

$$d = 2,2 \text{ mm}$$

$$N_t = 35$$

$$D = 1,1 \text{ mm}$$

Merujuk pada persamaan (13) maka

$$k = \frac{41,368 \cdot 2,2^4}{8 \cdot 35 \cdot 1,1^3}$$

$$k = \frac{969,07}{372,68}$$

$$k = 2,6002 \text{ N/mm}$$

4.4.2 Perhitungan Gaya Pegas Tarik

Gaya pegas tarik yang bekerja pada alat diketahui dengan pengukuran pertambahan panjang pegas. Diketahui $\Delta x_1 = 20 \text{ mm}$ dan $\Delta x_2 = 60 \text{ mm}$. Adapun hasil perhitungan adalah sebagai berikut:

Merujuk pada persamaan (14) maka

$$F = \frac{2,6002 \text{ N}}{\text{mm}} \cdot 20 \text{ mm}$$

$$F = 5,2004N$$

$$F = k \cdot \Delta x_2$$

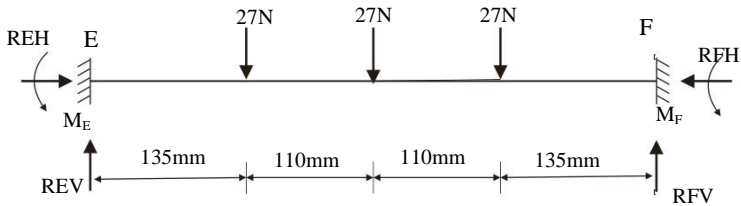
$$F = \frac{2,6002N}{mm} \cdot 60mm$$

$$F = 156,012 N$$

Keterangan: F : gaya yang bekerja pada pegas (N)
 k : konstanta pegas (N/mm)
 Δx : pertambahan panjang pegas (mm)
 G : modulus geser elastisitas (N/mm²)
 Nt: jumlah lekuk pegas
 P : Gaya tarik pegas (N)

Pegas pada alat berjumlah dua disusun dengan rangkaian paralel, sehingga gaya maksimal yang bekerja pada tiap pegas tarik adalah 79.506N/mm²

4.5 Reaksi Tumpuan pada Penumpu Cetakan



Gambar 4.16 Free Body Diagram Penumpu E-F

Reaksi penumpu

Persamaan Kesetimbangan Statika

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$REH - RFH = 0$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$REV - 27N - 27N - 27N + RFV = 0$$

$$REV + RFV = 81N$$

$$+(\Sigma M_E = 0$$

$$RFV \cdot 490 - 27.355 - 27.245 - 27.135 = 0$$

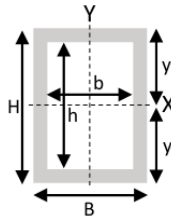
$$RFV = \frac{9585Nmm + 6615Nmm + 3645Nmm}{490mm}$$

$$RFV = \frac{19845Nmm}{490mm} = 40,5N$$

$$REV = 40,5N$$

4.6 Tegangan pada Penumpu Cetakan

4.6.1 Tegangan Bending pada penumpu Cetakan



Gambar 4.17 Bentuk Penampang Penumpu

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

$$\sigma_b = \frac{F \cdot e}{\frac{I}{y}}$$

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$$

$$I = \frac{44.22^3 - 42,4.20,4^3}{12}$$

$$I = \frac{468512 - 359961,754}{12}$$

$$I = 9045,8538mm^4$$

$$y = \frac{h}{2}$$

$$y = \frac{22}{2}$$

$$y = 11mm$$

Keterangan:

M_b = momen bending (N.mm)

W_b = momen tahanan bending (mm^3)

F = gaya (N)

I = momen inersia

B = lebar penampang (mm)

H = tinggi penampang (mm)

Merujuk pada persamaan (8) maka

$$\sigma_{b1} = \frac{27.135}{\frac{9045,8538}{11}}$$

$$\sigma_{b1} = \frac{3,645}{822,3503}$$

$$\sigma_{b1} = 4,4324N/mm^2$$

$$\sigma_{b2} = \frac{27.245}{\frac{9045,8538}{11}}$$

$$\sigma_{b2} = \frac{6,615}{822,3503}$$

$$\sigma_{b2} = 8,044N/mm^2$$

$$\sigma_{b3} = \frac{27.355}{\frac{9045,8538}{11}}$$

$$\sigma_{b3} = \frac{9585}{822,3503}$$

$$\sigma_{b3} = 11,6556N/mm^2$$

Jadi tegangan bending yang terjadi pada batang penumpu cetakan yang memiliki nilai terbesar adalah σ_{b3} yakni 11,6556 N/mm²

$$\sigma_{b3} = 11,6556N/mm^2$$

4.6.2 Tegangan Bending Ijin pada Penumpu Cetakan

Diketahui *yield strenght* material Al 6061 adalah 276 Mpa (276N/mm²)

Nilai $k_b = (0,8 - 1,0)$

safety factor (sf) benda statis adalah 2
merujuk pada persamaan (10) maka

$$|\sigma_b| = \frac{0,9.276}{2}$$

$$|\sigma_b| = 124,2N/mm^2$$

Diketahui tegangan bending ijin pada penumpu adalah 124,2N/mm²

$$\sigma_b \leq |\sigma_b|$$

$$11,6556NN/mm^2 \leq 124,2N/mm^2$$

Tegangan bending yang terjadi lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan sehingga penumpu aman.

BAB V

PENUTUP

Dari perancangan yang telah dilakukan, didapatkan kesimpulan dan saran sebagai berikut

5.1 Kesimpulan

1. Hasil perancangan alat pencetak nasi dapat dijalankan dengan baik. Mekanisme penekan menggunakan mekanisme tuas. Gaya yang dibutuhkan operator untuk melakukan pencetakan nasi dengan tiga buah cetakan nasi adalah sebesar 57,5695 Newton.
2. Dari hasil analisa struktur alat dan tuas penekan alat pencetak nasi maka kekuatan material bahan yang digunakan dinyatakan aman atas beban yang terjadi. Bahan material yang digunakan adalah Aluminium 6061 dan Stainless Steel 304.

5.2 Saran

Diharapkan untuk berikutnya dapat dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai alat pencetak nasi. Sehingga kelemahan – kelemahan pada alat ini dapat diatasi dan dapat merancang alat yang lebih canggih sehingga pencetakan nasi dapat dilakukan dengan cepat dan berbagai bentuk cetakan serta menggunakan sistem yang otomatis.

Halaman ini sengaja dikosongkan.

DAFTAR PUSTAKA

1. ASM Metal Handbook Volume 9, 2004
2. Beer, Ferdinand P., E. Russell Johnston Jr. 2007. *Vector Mechanics for Engineers : Statics, SI Metric Edition*, McGraw-hill, 3rd Edition.
3. Cahyo, Dwi O., 2014. Perencanaan Rangka Mesin Briket Karbon Hasil Limbah Proses Pyrolisa Ban Bekas Truk.
4. Deutchman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillian Publishing Co., Inc
5. <http://asat.staff.umsida.ac.id> diakses pada 13 April 2017, pukul 22.31 WIB
6. <http://www.aksteel.com> diakses pada 2 Maret 2017, pukul 00.23 WIB
7. <http://www.cens.com/> diakses pada 11 Juli 2017, pukul 15.44 WIB
8. <http://www.matweb.com> diakses pada 13 April 2017, pukul 20.57 WIB
9. Japanese Industrial Standard. 2000. *Spring Calculations*. JIS B 2704. Japanese Standard Association. Japan
10. R.C. Hibbeler, 2011. *Mechanics of Materials*. 8th Edition
11. R.C. Hibbeler. 2008. *Engineering Mechanics Statics*. 8th Edition
12. Sato, G. Takeshi, N. Sugiharto Hartanto. 1981. Menggambar Mesin Menurut Standar ISO. PT. Pradnya Paramita : Jakarta
13. Sularso Kiyokatsu Suga.1994. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, cetakan ke 10.

halaman ini sengaja dikosongkan

Conversion Factors

Mass and Density

$$\begin{aligned}1 \text{ kg} &= 2.2046 \text{ lb} \\1 \text{ g/cm}^3 &= 10^3 \text{ kg/m}^3 \\1 \text{ g/cm}^3 &= 62.428 \text{ lb/ft}^3 \\1 \text{ lb} &= 0.4536 \text{ kg} \\1 \text{ lb/ft}^3 &= 0.016018 \text{ g/cm}^3 \\1 \text{ lb/ft}^3 &= 16.018 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

Length

$$\begin{aligned}1 \text{ cm} &= 0.3937 \text{ in.} \\1 \text{ m} &= 3.2808 \text{ ft} \\1 \text{ in.} &= 2.54 \text{ cm} \\1 \text{ ft} &= 0.3048 \text{ m}\end{aligned}$$

Velocity

$$\begin{aligned}1 \text{ km/h} &= 0.62137 \text{ mile/h} \\1 \text{ mile/h} &= 1.6093 \text{ km/h}\end{aligned}$$

Volume

$$\begin{aligned}1 \text{ cm}^3 &= 0.061024 \text{ in.}^3 \\1 \text{ m}^3 &= 35.315 \text{ ft}^3 \\1 \text{ L} &= 10^{-3} \text{ m}^3 \\1 \text{ L} &= 0.0353 \text{ ft}^3 \\1 \text{ in.}^3 &= 16.387 \text{ cm}^3 \\1 \text{ ft}^3 &= 0.028317 \text{ m}^3 \\1 \text{ gal} &= 0.13368 \text{ ft}^3 \\1 \text{ gal} &= 3.7854 \times 10^{-3} \text{ m}^3\end{aligned}$$

Force

$$\begin{aligned}1 \text{ N} &= 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2 \\1 \text{ N} &= 0.22481 \text{ lbf} \\1 \text{ lbf} &= 32.174 \text{ lb} \cdot \text{ft/s}^2 \\1 \text{ lbf} &= 4.4482 \text{ N}\end{aligned}$$

Pressure

$$\begin{aligned}1 \text{ Pa} &= 1 \text{ N/m}^2 \\&= 1.4504 \times 10^{-4} \text{ lbf/in.}^2 \\1 \text{ bar} &= 10^5 \text{ N/m}^2 \\1 \text{ atm} &= 1.01325 \text{ bar} \\1 \text{ lbf/in.}^2 &= 6894.8 \text{ Pa} \\1 \text{ lbf/in.}^2 &= 144 \text{ lbf/ft}^2 \\1 \text{ atm} &= 14.696 \text{ lbf/in.}^2\end{aligned}$$

Energy and Specific Energy

$$\begin{aligned}1 \text{ J} &= 1 \text{ N} \cdot \text{m} = 0.73756 \text{ ft} \cdot \text{lbf} \\1 \text{ kJ} &= 737.56 \text{ ft} \cdot \text{lbf} \\1 \text{ kJ} &= 0.9478 \text{ Btu} \\1 \text{ kJ/kg} &= 0.42992 \text{ Btu/lb} \\1 \text{ ft} \cdot \text{lbf} &= 1.35582 \text{ J} \\1 \text{ Btu} &= 778.17 \text{ ft} \cdot \text{lbf} \\1 \text{ Btu} &= 1.0551 \text{ kJ} \\1 \text{ Btu/lb} &= 2.326 \text{ kJ/kg} \\1 \text{ kcal} &= 4.1868 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Energy Transfer Rate

$$\begin{aligned}1 \text{ W} &= 1 \text{ J/s} = 3.413 \text{ Btu/h} \\1 \text{ kW} &= 1.341 \text{ hp} \\1 \text{ Btu/h} &= 0.293 \text{ W} \\1 \text{ hp} &= 2545 \text{ Btu/h} \\1 \text{ hp} &= 550 \text{ ft} \cdot \text{lbf/s} \\1 \text{ hp} &= 0.7457 \text{ kW}\end{aligned}$$

Specific Heat

$$\begin{aligned}1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} &= 0.238846 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{R} \\1 \text{ kcal/kg} \cdot \text{K} &= 1 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{R} \\1 \text{ Btu/h} \cdot ^\circ\text{R} &= 4.1868 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}\end{aligned}$$

Others

$$\begin{aligned}1 \text{ ton of refrigeration} &= 200 \text{ Btu/min} = 211 \text{ kJ/min} \\1 \text{ volt} &= 1 \text{ watt per ampere}\end{aligned}$$

Constants

Universal Gas Constant

$$\bar{R} = \begin{cases} 8.314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 1545 \text{ ft} \cdot \text{lbf/lbmol} \cdot ^\circ\text{R} \\ 1.986 \text{ Btu/lbmol} \cdot ^\circ\text{R} \end{cases}$$

Standard Acceleration of Gravity

$$g = \begin{cases} 9.80665 \text{ m/s}^2 \\ 32.174 \text{ ft/s}^2 \end{cases}$$

Standard Atmospheric Pressure

$$1 \text{ atm} = \begin{cases} 1.01325 \text{ bar} \\ 14.696 \text{ lbf/in.}^2 \\ 760 \text{ mm Hg} = 29.92 \text{ in. Hg} \end{cases}$$

Temperature Relations

$$\begin{aligned}T(^{\circ}\text{R}) &= 1.8 \text{ } T(\text{K}) \\T(^{\circ}\text{C}) &= T(\text{K}) - 273.15 \\T(^{\circ}\text{F}) &= T(^{\circ}\text{R}) - 459.67\end{aligned}$$

Table properties of tension spring

Common name	Specification	Modulus of elasticity, E , psi	Shear modulus of elasticity, G , psi	Density, ρ , lb/in. ³	Maximum service temperature, °F	Principal characteristics
High-carbon steels						
Music wire	ASTM A228	30×10^6	11.5×10^6	0.283	250	High strength; excellent fatigue life
Hard drawn	ASTM A227	30×10^6	11.5×10^6	.283	250	General purpose use; poor fatigue life
Stainless steels						
Martensitic	AISI 410, 420	29×10^6	11×10^6	.280	500	Unsatisfactory for subzero applications
Austenitic	AISI 301, 302	28×10^6	10×10^6	.282	600	Good strength at moderate temperatures; low stress relaxation
Copper-based alloys						
Spring brass	ASTM B134	16×10^6	6×10^6	.308	200	Low cost; high conductivity; poor mechanical properties
Phosphor bronze	ASTM B159	15×10^6	6.3×10^6	.320	200	Ability to withstand repeated flexures; popular alloy
Beryllium copper	ASTM B197	19×10^6	6.5×10^6	.297	400	High elastic and fatigue strength; hardenable
Nickel-based alloys						
Inconel 600	—	31×10^6	11×10^6	.307	600	Good strength; high corrosion resistance
Inconel X-750	—	31×10^6	11×10^6	.298	1100	Precipitation hardening; for high temperatures
Ni-Span C	—	27×10^6	9.6×10^6	.294	200	Constant modulus over a wide temperature range

304/304L

STAINLESS STEEL

UNS S30400/UNS S30403



AK Steel Type 304 is a variation of the basic 18-8 grade, Type 302, with a higher chromium and lower carbon content. Lower carbon minimizes chromium carbide precipitation due to welding and its susceptibility to intergranular corrosion. In many instances, it can be used in the "as-welded" condition, while Type 302 must be annealed in order to retain adequate corrosion resistance.

Type 304L is an extra low-carbon variation of Type 304 with a 0.03% maximum carbon content that eliminates carbide precipitation due to welding. As a result, this alloy can be used in the "as-welded" condition, even in severe corrosive conditions. It often eliminates the necessity of annealing weldments except for applications specifying stress relief. It has slightly lower mechanical properties than Type 304.

Typical uses include architectural moldings and trim, kitchen equipment, welded components of chemical, textile, paper, pharmaceutical and chemical industry processing equipment.

AVAILABLE FORMS

AK Steel produces Type 304 Stainless Steel in thicknesses from 0.01" to 0.25" (0.025 to 6.35 mm) max. and widths up to 48" (1219 mm). For other thicknesses and widths, inquire.

COMPOSITION

	Type 304 %	Type 304L %
Carbon	0.08 max.	0.03 max.
Manganese	2.00 max.	2.00 max.
Phosphorus	0.045 max.	0.045 max.
Sulfur	0.030 max.	0.030 max.
Silicon	0.75 max.	0.75 max.
Chromium	18.00-20.00	18.0-20.0
Nickel	8.00-12.00	8.0-12.0
Nitrogen	0.10 max.	0.10 max.
Iron	Balance	Balance

SPECIFICATIONS

AK Steel Types 304 and 304L Stainless Steels are covered by the following specifications:

Type 304	Type 304L
AMS 5513	AMS 5511
ASTM A 240	ASTM A 240
ASTM A 666	ASTM A 666

MECHANICAL PROPERTIES

Typical Room Temperature Mechanical Properties

	UTS ksi (MPa)	0.2% YS ksi (MPa)	Elongation % in 2" (50.8 mm)	Hardness Rockwell
Type 304L	85 (586)	35 (241)	55	B80
Type 304	90 (621)	42 (290)	55	B82

PHYSICAL PROPERTIES

Density, 0.29 lbs/in³
8.03 g/cm³

Electrical Resistivity, microhm-in
(microhm-cm)
68°F (20°C) – 28.4 (72)
1200°F (659°C) – 45.8 (116)

Specific Heat, BTU/lb/°F (kJ/kg•K)
32 - 212°F (0 - 100°C) – 0.12 (0.50)

Thermal Conductivity, BTU/hr/ft²/ft/°F
(W/m•K)
at 212°F (100°C) – 9.4 (16.2)
at 932°F (500°C) – 12.4 (21.4)

Mean Coefficient of Thermal Expansion,
in/in/°F (μm/m•K)
32- 212°F (0 - 100°C) – 9.4×10^{-6} (16.9)
32- 600°F (0 - 315°C) – 9.6×10^{-6} (17.3)
32-1000°F (0 - 538°C) – 10.2×10^{-6} (18.4)
32-1200°F (0 - 649°C) – 10.4×10^{-6} (18.7)

Magnetic Permeability, H = 200
Oersteds, Annealed - 1.02 max.

Modulus of Elasticity, ksi (MPa)
 28.0×10^3 (193×10^3) in tension
 11.2×10^3 (78×10^3) in torsion

Melting Range, °F (°C) – 2550 - 2650
(1399 - 1454)

CORROSION RESISTANCE

These steels exhibit excellent resistance to a wide range of atmospheric, chemical, textile, petroleum and food industry exposures.

OXIDATION RESISTANCE

The maximum temperature to which Types 304 and 304L can be exposed continuously without appreciable scaling is about 1650°F (899°C). For intermittent exposure, the maximum exposure temperature is about 1500°F (816°C).

HEAT TREATMENTS

Type 304 is non-hardenable by heat treatment. Annealing: Heat to 1900 - 2050°F (1038 - 1121°C), then cool rapidly. Thin strip sections may be air cooled, but heavy sections should be water quenched to minimize exposure in the carbide precipitation region.

Stress Relief Annealing: Cold worked parts should be stress relieved at 750°F (399°C) for 1/2 to 2 hours.

FORMABILITY

Types 304 and 304L have very good drawability. Their combination of low yield strength and high elongation permits successful forming of complex shapes. However, these grades work harden rapidly. To relieve stresses produced in severe forming or spinning, parts should be full annealed or stress-relief annealed as soon as possible after forming.

WELDABILITY

The austenitic class of stainless steels is generally considered to be weldable by the common fusion and resistance

techniques. Special consideration is required to avoid weld "hot cracking" by assuring formation of ferrite in the weld deposit. Types 304 and 304L are generally considered to be the most common alloys of this stainless class. When a weld filler is needed, AWS E/ER 308, 308L or 347 are most often specified. Types 304 and 304L Stainless Steels are well known in reference literature and more information can be obtained in this way.

METRIC CONVERSION

Data in this publication are presented in U.S. customary units. Approximate metric equivalents may be obtained by performing the following calculations:

Length (inches to millimeters) –
Multiply by 25.4

Strength (ksi to megapascals or
meganewtons per square meter) –
Multiply by 6.8948

Temperature (Fahrenheit to Celsius) –
(°Fahrenheit - 32) Multiply by 0.5556

Density (pounds per cubic inch to
kilograms per cubic meter) –
Multiply by 27,670

The information and data in this product data sheet are accurate to the best of our knowledge and belief, but are intended for general information only. Applications suggested for the materials are described only to help readers make their own evaluations and decisions, and are neither guarantees nor to be construed as express or implied warranties of suitability for these or other applications.

Data referring to mechanical properties and chemical analyses are the result of tests performed on specimens obtained from specific locations with prescribed sampling procedures; any warranty thereof is limited to the values obtained at such locations and by such procedures. There is no warranty with respect to values of the materials at other locations.

AK Steel and the AK Steel logo are registered trademarks of AK Steel Corporation.



Customer Service 800-331-5050

AK Steel Corporation
9227 Centre Pointe Drive
West Chester, OH 45069

www.aksteel.com



Aluminum 6061-T6; 6061-T651

Categories: [Metal](#); [Nonferrous Metal](#); [Aluminum Alloy](#); [6000 Series Aluminum Alloy](#)

Material Notes: Information provided by Alcoa, Starmet and the references. General 6061 characteristics and uses: Excellent joining characteristics, good acceptance of applied coatings. Combines relatively high strength, good workability, and high resistance to corrosion; widely available. The T8 and T9 tempers offer better chipping characteristics over the T6 temper.

Applications: Aircraft fittings, camera lens mounts, couplings, marines fittings and hardware, electrical fittings and connectors, decorative or misc. hardware, hinge pins, magneto parts, brake pistons, hydraulic pistons, appliance fittings, valves and valve parts, bike frames.

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.



Composition Notes:

Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

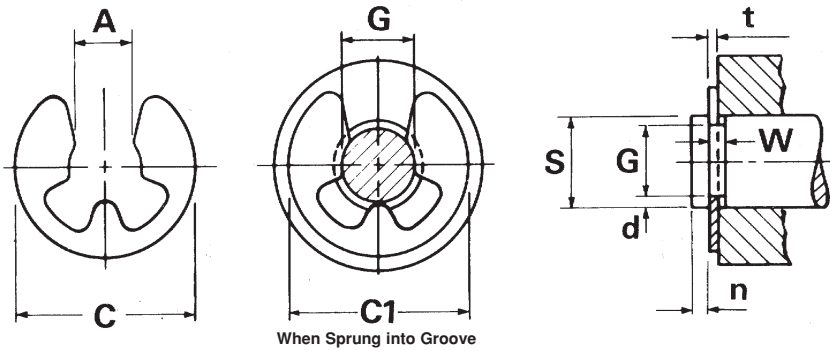
Key Words: a16061, UNS A96061; ISO AlMg1SiCu; Aluminium 6061-T6, AD-33 (Russia); AA6061-T6; 6061T6, UNS A96061; ISO AlMg1SiCu; Aluminium 6061-T651, AD-33 (Russia); AA6061-T651

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.70 g/cc	0.0975 lb/in ³	AA; Typical
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	95	95	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	120	120	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	40	40	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	60	60	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	107	107	Converted from Brinell Hardness Value
Tensile Strength, Ultimate	310 MPa	45000 psi	AA; Typical
	24.0 MPa	3480 psi	
	@Temperature 371 °C	@Temperature 700 °F	
	32.0 MPa	4640 psi	
	@Temperature 316 °C	@Temperature 601 °F	
	51.0 MPa	7400 psi	
	@Temperature 260 °C	@Temperature 500 °F	
	131 MPa	19000 psi	
	@Temperature 204 °C	@Temperature 399 °F	
	234 MPa	33900 psi	
	@Temperature 149 °C	@Temperature 300 °F	
	290 MPa	42100 psi	
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	310 MPa	45000 psi	
	@Temperature 24.0 °C	@Temperature 75.2 °F	
	324 MPa	47000 psi	
	@Temperature -28.0 °C	@Temperature -18.4 °F	
	338 MPa	49000 psi	
	@Temperature -80.0 °C	@Temperature -112 °F	
	414 MPa	60000 psi	
	@Temperature -196 °C	@Temperature -321 °F	
Tensile Strength, Yield	276 MPa	40000 psi	AA; Typical
	12.0 MPa	1740 psi	0.2% Offset
	@Temperature 371 °C	@Temperature 700 °F	
	19.0 MPa	2760 psi	0.2% Offset
	@Temperature 316 °C	@Temperature 601 °F	
	34.0 MPa	4930 psi	0.2% Offset
	@Temperature 260 °C	@Temperature 500 °F	
	103 MPa	14900 psi	0.2% Offset
	@Temperature 204 °C	@Temperature 399 °F	
	214 MPa	31000 psi	0.2% Offset
	@Temperature 149 °C	@Temperature 300 °F	
	262 MPa	38000 psi	0.2% Offset
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	276 MPa	40000 psi	0.2% Offset
	@Temperature 24.0 °C	@Temperature 75.2 °F	
	283 MPa	41000 psi	0.2% Offset
	@Temperature -28.0 °C	@Temperature -18.4 °F	
	290 MPa	42100 psi	0.2% Offset
	@Temperature -80.0 °C	@Temperature -112 °F	
	324 MPa	47000 psi	0.2% Offset

Metric Circlips



When Sprung into Groove

1.2mm to 31.5mm

Standard Material
Carbon Spring Steel

Standard Finish
Phosphate and oil

DIN 6799

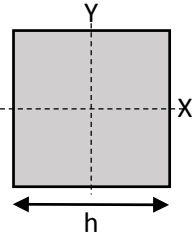
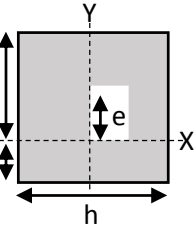
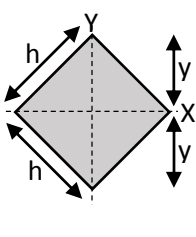
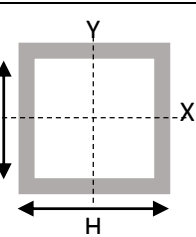
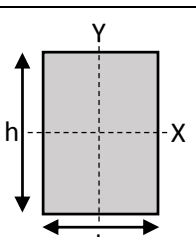
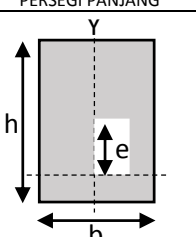
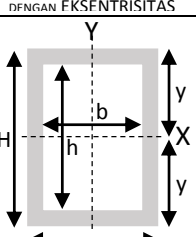
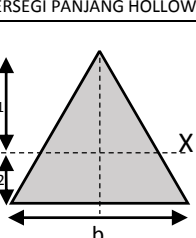


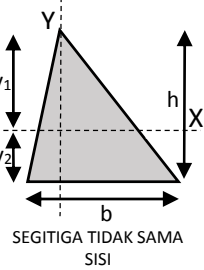
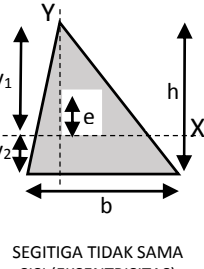
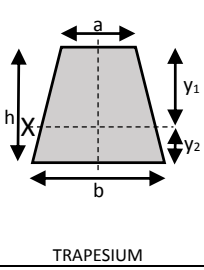
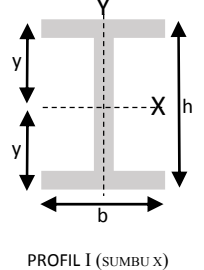
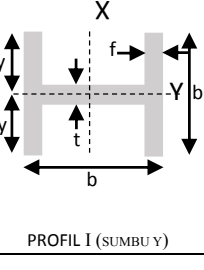
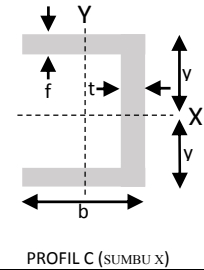
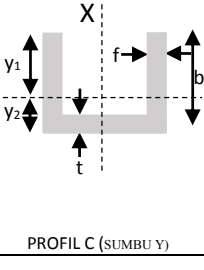
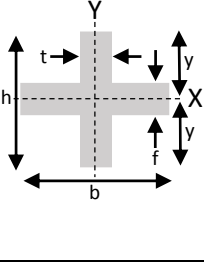
D1500

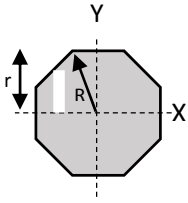
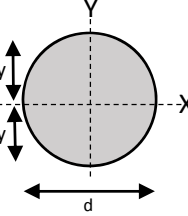
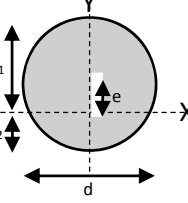
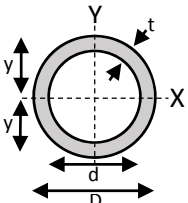
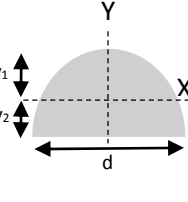
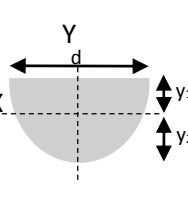
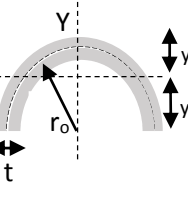
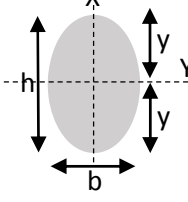
STANDARD METRIC "E" EXTERNAL

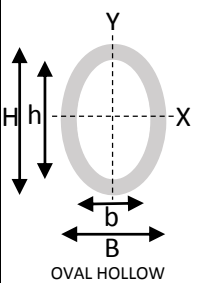
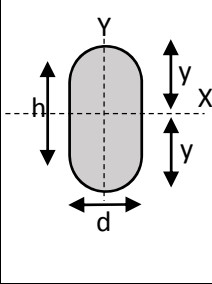
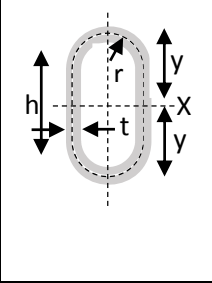
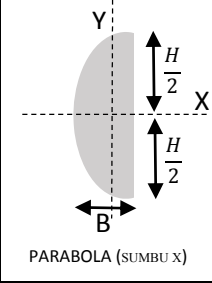
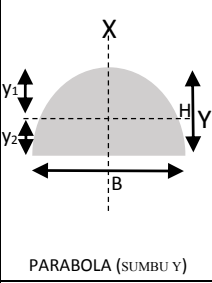
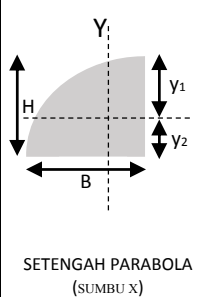
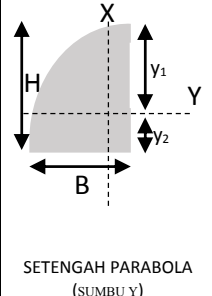
† Thrust load calculations see page 5

PART NUMBER	SHAFT		RING						GROOVE						Tc† (N)	Tg† (N)	ASSEMBLY TOOLS	
	DIAMETER		THICKNESS		DIAMETER				DIAMETER		WIDTH		n (min)	d Nom			APPLICATOR No.	DISPENSER No.
	S mm	Tol. mm	t mm	Tol. mm	C mm	C1 mm	A	Tol.	G mm	Tol. mm	W mm	Tol. mm						
D1500-8	1.20	±0.20	0.20		1.95	2.25	0.58		0.8	+0.00	0.24	+0.04	0.4	1.20	63	30	—	—
D1500-1.2	1.70	±0.30	0.30		2.90	3.25	1.01		1.2	-0.04	0.34	-0.00	0.6	0.25	203	53	28	DR 44
D1500-1.5	2.25	±0.25	0.40		3.85	4.25	1.28	±0.04	1.5	+0.00	0.44		0.8	0.38	358	105	21 A	DR 56
D1500-1.9	2.75		0.50		4.40	4.8	1.61		1.9	-0.06	0.54		1.0	0.43	546	145	22	DR 72
D1500-2.3	3.50	±0.50	0.60	±0.02	5.90	6.3	1.94		2.3		0.64		1.0	0.60	835	260	3 C	DR 87
D1500-3.2	4.50		0.60		6.80	7.3	2.70		3.2		0.64		1.0	0.65	1070	365	30	DR 123
D1500-4	6.00		0.70		8.80	9.3	3.34		4.0	+0.00	0.74	+0.05	1.2	1.00	1670	745	23 B	DR 154
D1500-5	7.00	±1.00	0.70		10.75	11.3	4.11	±0.048	5.0	-0.075	0.74	-0.00	1.2	1.00	1950	870	7 B	DR 194
D1500-6	8.00		0.70		11.75	12.3	5.26		6.0		0.74		1.2	1.00	2220	995	24	DR 232
D1500-7	9.50	±1.50	0.90		13.80	14.3	5.84		7.0		0.94		1.5	1.25	3400	1480	15	FR 273
D1500-8	10.50		1.00		15.60	16.3	6.52		8.0	+0.00	1.05		1.8	1.25	4170	1630	16 C	FR 311
D1500-9	12.00	±2.00	1.10		18.20	18.8	7.63	±0.058	9.0	-0.09	1.15		2.0	1.50	5250	2240	25	FR 350
D1500-10	13.00		1.20		19.65	20.4	8.32		10.0		1.25		2.0	1.50	6200	2430	26	FR 389
D1500-12	15.50	±2.50	1.30	±0.03	22.65	23.4	10.45		12.0	+0.00	1.35	+0.08	2.5	1.75	8010	3370	27	FR 468
D1500-15	20.00	±4.00	1.50		28.60	29.4	12.61	±0.07	15.0	-0.11	1.55	-0.00	3.0	2.50	11900	6220	20 B	FR 586
D1500-19	25.50	±5.50	1.75		36.70	37.6	15.92		19.0	+0.00	1.85		3.5	3.25	17700	10300	32 A	FR 743
D1500-24	31.50	±6.50	2.00		43.65	44.6	21.88	±0.084	24.0	-0.13	2.05		4.0	3.75	25000	14700	—	—

BENTUK PENAMPANG	LUAS (A)	JARAK SUMBU (y)	MOMEN INERSIA (Ix)	MODULUS ELASTIS (Sx)	MODULUS PLASTIS (Zx)	JARI JARI INERSIA (r)
 <p>PERSEGI</p>	h^2	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{h^4}{12}$	$\frac{h^3}{6}$	$\frac{h^3}{4}$	$\frac{h}{\sqrt{12}} = 0,289h$
 <p>PERSEGI DENGAN EKSENTRISITAS</p>	h^2	$y_1 = (\frac{h}{2}) + e$ $y_2 = (\frac{h}{2}) - e$	$\frac{h^4}{12} + h^2e^2$	$S_{x1} = \frac{h^2(h^2 + 12e^2)}{6(h + 2e)}$ $S_{x2} = \frac{h^2(h^2 + 12e^2)}{6(h - 2e)}$		$0,289\sqrt{h^2 + 12e^2}$
 <p>BELAH KETUPAT</p>	h^2	$y = h \sqrt{2} = 0,707 h$	$\frac{h^4}{12}$	$\frac{H^3}{6\sqrt{12}} = 0,118h^3$		$\frac{h}{\sqrt{12}} = 0,289h$
 <p>PERSEGI HOLLOW</p>	$H^2 - h^2$	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{H^4 - h^4}{12}$	$\frac{H^4 - h^4}{6H}$		$0,289\sqrt{H^2 + h^2}$
 <p>PERSEGI PANJANG</p>	bh	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{Bh^2}{6}$		$r_x = 0,289h$ $r_y = 0,289b$
 <p>PERSEGI PANJANG DENGAN EKSENTRISITAS</p>	bh	$y_1 = (\frac{h}{2}) + e$ $y_2 = (\frac{h}{2}) - e$	$\frac{Bh^3}{12} + bhe^2$	$S_{x1} = \frac{bh(h^2 + 12e^2)}{6(h + 2e)}$ $S_{x2} = \frac{bh(h^2 + 12e^2)}{6(h - 2e)}$		$r_x = 0,289\sqrt{h^2 + 12e^2}$ $r_y = 0,289\sqrt{b^2 + 12e^2}$
 <p>PERSEGI PANJANG HOLLOW</p>	$BH - bh$	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{BH^3 - bh^3}{12}$	$\frac{BH^2 - bh^2}{6}$		$\sqrt{\frac{BH^3 - bh^3}{12(BH - bh)}}$
 <p>SEGITIGA SAMA SISI</p>	$\frac{\sqrt{3}}{4} b^2$	$y_1 = (\frac{1}{\sqrt{3}}) b$ $y_2 = (\frac{1}{2\sqrt{3}}) b$	$\frac{B^4}{32\sqrt{3}}$	$S_{x1} = \frac{b^3}{32}$ $S_{x2} = \frac{b^3}{16}$		$\frac{b}{\sqrt{24}}$

BENTUK PENAMPANG	LUAS (A)	JARAK SUMBU (y)	MOMEN INERSIA (Ix)	MODULUS ELASTIS (Sx)	MODULUS PLASTIS (Zx)	JARI JARI INERSIA (r)
 <p>SEGITIGA TIDAK SAMA SISI</p>	$\frac{bh}{2}$	$y_1 = \left(\frac{2}{3}\right) b$ $y_2 = \left(\frac{1}{3}\right) b$	$\frac{bh^3}{36}$	$S_{x1} = \frac{h^2b}{24}$ $S_{x2} = \frac{h^2b}{12}$		$\frac{h}{\sqrt{18}}$
 <p>SEGITIGA TIDAK SAMA SISI (EKSENTRISITAS)</p>	$\frac{bh}{2}$	$y_1 = \left(\frac{2}{3}\right) b + e$ $y_2 = \left(\frac{1}{3}\right) b - e$	$\frac{bh^3 + (h^2 + 18e^2)}{36}$	$S_{x1} = \frac{I}{y_1}$ $S_{x2} = \frac{I}{y_2}$		$\sqrt{\frac{h^2 - 18e^2}{18}}$
 <p>TRAPESIUM</p>	$\frac{(a + b) h}{2}$	$y_1 = \frac{a+2b}{a+b} \left(\frac{h}{3}\right)$ $y_2 = \frac{2a+b}{a+b} \left(\frac{h}{3}\right)$	$\frac{(a^2 + 4ab + b^2) h^3}{36(a+b)}$	$S_{x1} = \left(\frac{a^2 + 4ab + b^2}{12(a+2b)}\right) h^2$ $S_{x2} = \left(\frac{a^2 + 4ab + b^2}{12(2a+b)}\right) h^2$		$\left(\frac{\sqrt{2(a^2 + 4ab + b^2)} h}{6 (a + b)}\right)$
 <p>PROFIL I (SUMBU X)</p>	$bh - d(b - t)$	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{Bh^3 - d^3(b - t)}{12}$	$\frac{Bh^3 - d^3(b - t)}{6h}$		$\sqrt{\frac{bh^3 - d^3(b - t)}{12bh - d(b - t)}}$
 <p>PROFIL I (SUMBU Y)</p>	$bh - d(b - t)$	$y = \frac{b}{2}$	$\frac{2fb^3 + dt^3}{12}$	$\frac{2fb^3 + dt^3}{6b}$		$\sqrt{\frac{2fb^3 - dt^3}{12(bh - d(b - t))}}$
 <p>PROFIL C (SUMBU X)</p>	$bh - d(b - t)$	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{Bh^3 - d^3(b - t)}{12}$	$\frac{Bh^3 - d^3(b - t)}{6h}$		$\sqrt{\frac{bh^3 - d^3(b-t)}{12(bh - d(b - t))}}$
 <p>PROFIL C (SUMBU Y)</p>	$BH - bh$	$y_1 = \frac{b^2h - d(b-t)^2}{2(bh - d(b-t))}$ $y_2 = b - y_1$	$\frac{2fb^3 + dt^3}{3} - Ay_2^2$	$S_{x1} = \frac{I}{y_1}$ $S_{x2} = \frac{I}{y_2}$		$\sqrt{\frac{I}{A}}$
 <p>PROFIL C (SUMBU Y)</p>	$ht + f(b-t)$	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{th^3 + f^3(b - t)}{12}$	$\frac{th^3 + f^3(b - t)}{6h}$		$\sqrt{\frac{th^3 + f^3(b-t)}{12[ht + f(b-t)]}}$

BENTUK PENAMPANG	LUAS (A)	JARAK SUMBU (y)	MOMEN INERSIA (Ix)	MODULUS ELASTIS (Sx)	MODULUS PLASTIS (Zx)	JARI JARI INERSIA (r)
 <p>SEGIDELAPAN</p>	4Rr	0,924R	0,6381 R ⁴	0,6906 R ³		0,4155 R
 <p>LINGKARAN</p>	$\frac{\pi d^2}{4}$	$y_1 = \frac{d}{2}$ $y_2 = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi d^4}{64}$	$S_x = \frac{\pi d^3}{32}$		$\frac{\sqrt{d^2}}{4}$
 <p>LINGKARAN DENGAN EKSENTRISITAS</p>	$\frac{\pi d^2}{4}$	$y_1 = \frac{d}{2} + e$ $y_2 = \frac{d}{2} - e$	$\frac{\pi d^4}{64} + \frac{\pi d^2 e^2}{4}$	$S_{x1} = \frac{\pi d^2 (d^2 + 16e^2)}{32 (d + 2e)}$ $S_{x2} = \frac{\pi d^2 (d^2 + 16e^2)}{32 (d - 2e)}$		$\frac{\sqrt{d^2 + 16e^2}}{4}$
 <p>LINGKARAN HOLLOW</p>	$\frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$	$y = \frac{D}{2}$	$\frac{\pi (D^4 - d^4)}{64}$	$\frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 D}$		$\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4}$
 <p>SETENGAH LINGKARAN (ATAS)</p>	$\frac{\pi d^2}{8}$	$y_1 = \frac{3\pi - 4}{6\pi}$ $y_2 = \frac{2d}{3\pi}$	$\left(\frac{9\pi^2 - 64}{1,152\pi} \right) d^4$	$S_{x1} = \frac{(9\pi^2 - 64)d^3}{192 (3\pi - 4)}$ $S_{x2} = \frac{(9\pi^2 - 64)d^3}{768}$		$\sqrt{\frac{(9\pi^2 - 64)d}{12\pi}}$
 <p>SETENGAH LINGKARAN (BAWAH)</p>	$\frac{\pi d^2}{8}$	$y_1 = \frac{2d}{3\pi}$ $y_2 = \frac{3\pi - 4}{6\pi}$	0,0394d ⁴			0,317d
	$\pi r_o t$	$y_1 = (1 - \frac{2}{\pi}) r_o + \frac{t}{2}$ $y_2 = \frac{2}{\pi} r_o$	0,289 r _o ³ t	$S_{x1} = \frac{I}{y_1}$ $S_{x2} = \frac{I}{y_2}$		0,308 r _o
 <p>OVAL</p>	$\frac{\pi h b}{4}$	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{\pi h^3 b}{64}$	$\frac{\pi h^2 b}{32}$		$\frac{h}{4}$

BENTUK PENAMPANG	LUAS (A)	JARAK SUMBU (y)	MOMEN INERSIA (Ix)	MODULUS ELASTIS (Sx)	MODULUS PLASTIS (Zx)	JARI JARI INERSIA (r)
 <p>OVAL HOLLOW</p>	$\frac{\pi (HB - hb)}{4}$	$y = \frac{h}{2}$	$\frac{\pi (H^3B - h^3b)}{64}$	$\frac{\pi (H^3B - h^3b)}{32H}$		$\frac{1}{4} \sqrt{\frac{H^3B - h^3b}{HB - hb}}$
	$\frac{\pi d^2}{4} + hd$	$y = \frac{1}{2} (h + d)$	$\frac{\pi d^4}{64} + \frac{hd^3}{6} + \frac{\pi h^2 d^2}{16} + \frac{h^3 d}{12} + \frac{d^4}{9\pi}$	$S_x = \frac{I}{y}$		$\sqrt{\frac{I}{A}}$
	$2(\pi r + h) t$	$y = \frac{1}{2} (h + t) + r$	$\pi tr^3 + 4tr^2h + \frac{\pi}{2} trh^2 + \frac{1}{6} th^3$	$S_x = \frac{I}{y}$		$\sqrt{\frac{I}{A}}$
 <p>PARABOLA (SUMBU X)</p>	$\frac{2}{3} BH$	$y = \frac{H}{2}$	$\frac{BH^3}{30}$	$\frac{BH^2}{15}$		$\frac{H\sqrt{5}}{2}$
 <p>PARABOLA (SUMBU Y)</p>	$\frac{2}{3} BH$	$y_1 = \frac{3}{5} H$ $y_1 = \frac{2}{5} H$	$\frac{8BH^3}{175}$	$S_{x1} = \frac{8BH^2}{105}$ $S_{x2} = \frac{4BH^2}{35}$		$H \sqrt{\frac{12}{175}}$
 <p>SETENGAH PARABOLA (SUMBU X)</p>	$\frac{2BH}{3}$	$y_1 = \frac{5}{8} H$ $y_2 = \frac{3}{8} H$	$\frac{19}{480} BH^3$	$S_{x1} = \frac{19}{300} BH^2$ $S_{x2} = \frac{19}{180} BH^2$		$\frac{H}{40} \sqrt{95}$
 <p>SETENGAH PARABOLA (SUMBU Y)</p>	$\frac{2BH}{3}$	$y_1 = \frac{3}{5} H$ $y_2 = \frac{2}{5} H$	$\frac{8}{175} BH^3$	$S_{x1} = \frac{8}{105} BH^2$ $S_{x2} = \frac{4}{35} BH^2$		$\frac{H}{35} \sqrt{84}$

[Technical Data]
Spring Calculations

Excerpts from JIS B 2704(2000)

1. Calculation

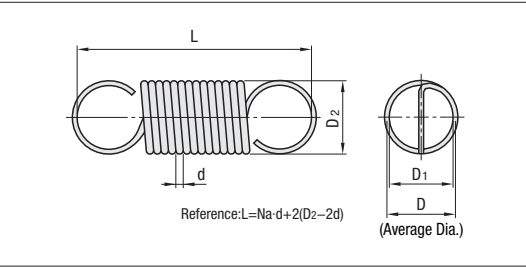
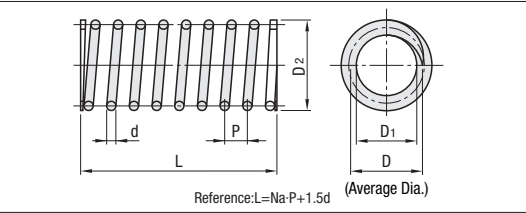
1.1 Symbols Used in Spring Design Formulae

Symbols used in spring design formulae are shown in Table 1.

Table 1 Meaning of Symbols

Table with 3 columns: Symbol, Meaning of Symbols, Unit. Rows include Diameter of Material (d), Inner Diameter of a Coil (D1), Outer Diameter of a Coil (D2), Coil Mean Diameter (D), Total Number of Winding (Nt), Number of Active Winding (Na), Free Length (L), Solid Length (Hs), Pitch (p), Initial Tension (Pi), Spring Index (c), Shear Modulus of Elasticity (G), Load on Spring (P), Spring Deflection (δ), Spring Constant (k), Torsional Stress (τ0), Corrected Torsional Stress (τ), Initial Stress (τi), Stress Correction Factor (χ), Frequency (f), Spring-Retained Energy (U), Per Unit Volume Material Weight (ω), Mass of Moving Parts (W), Gravitational Acceleration (g).

Note (1) In spring calculations, a gravitational acceleration of 9806.65mm/s², is used.



1.2 Basic Formulae Used in Designing of Springs

1.2.1 Compression Springs, and Tension Springs without Initial Tension

Formulas for compression and tension springs without initial tension, including δ, k, τ0, and U.

1.2.2 Tension Springs with Initial Tension (Where:P>Pi)

Formulas for tension springs with initial tension, including δ, k, τ0, and U.

1.3 Points to Note when Designing Springs

1.3.1 Shear Modulus of Elasticity

Shear modulus of elasticity(G)listed in Table 2 is recommended for the designing of springs.

Table 2 Shear Modulus of Elasticity(G)

Table with 3 columns: Material, G Value N/mm²(kgf/mm²), Symbol. Rows include Spring Steel, Hard Steel Wire, Piano Wire, Oil Tempered Steel Wire, and Stainless Steel Wire (SUS 302, SUS 304, SUS 304N1, SUS 316, SUS 631 J1).

1.3.2 Number of Active Winding

The number of active winding can be determined as follows.

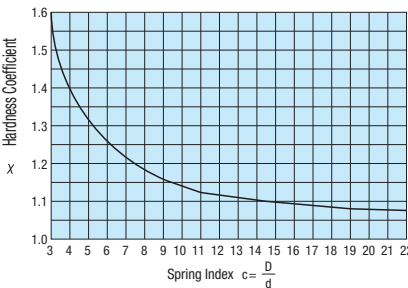
- (1) Compression Springs: Na=Nt-(X1+X2). (a) When only the end of the coil is in contact with the next free coil. (b) When the end of the coil is not in contact with the next coil, and the spring end has 3/4 of a turn.
(2) Tension Springs: The number of active winding can be determined as follows. But hooks are ignored. Na=Nt

1.3.3 Stress Correction Factor

The stress correction factor relative to the spring index (C) can be determined by using the following formula or based on Fig.1.

χ = (4c-1)/(4c-4) + 0.615/c

Fig-1.Hardness Coefficient : χ



1.3.4 Solid Length

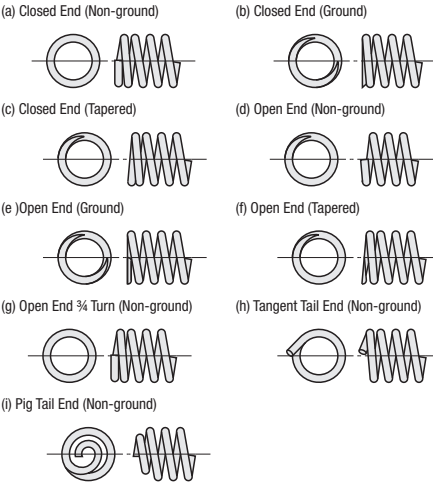
The solid length of a spring can normally be obtained by using the following simplified formula. Generally, the purchaser of a compression spring does not specify the solid length of the spring.

HS=(Nt-1)d+(t1+t2) where, (t1+t2) : is the sum of the thicknesses of the coil ends.

As for those compression springs, both ends of which are shaped as shown in (b), (c), (e) or (f) of Figure 2 and for which the solid length needs to be specified, the following formula can be used to obtain the maximum solid length. However, the actual maximum solid length can be greater than the value thus calculated depending on the shape of the spring in question.

HS=Nt×dmax where dmax : d is the material diameter with the maximum tolerance.

Fig-2. Coil End Shape



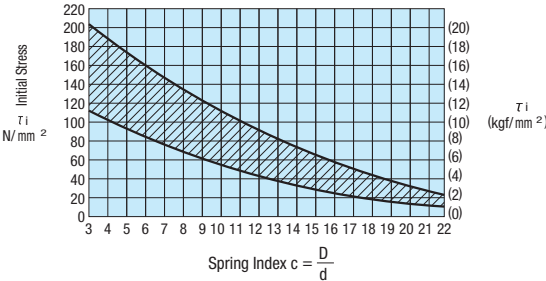
1.3.5 Initial Tension of Tension Springs

Cold-formed solid-coiled tension springs are subjected to initial tension (Pi) The initial tension can be obtained using the following formula.

Pi = (πd³/8D) τi

On solid-coiled piano wire, hard steel wire, and other steel wires that are not low-temperature annealed, the initial stress occurs within the hatched range shown in Fig.3. However, if materials other than steel wire are used, or the wire in question is low-temperature annealed, the initial stress taken from within the hatched range in Fig.3 should be corrected as follows.

Fig-3 Initial Stress : τi (Spring formed from steel coil, not low-temperature annealed)



- (1) When using stainless steel wire, decrease the initial stress value for steel wire by 15%.
(2) If the spring is low-temperature annealed after being formed, decrease the value by 20~35% for springs made of piano wire, hard steel wire, or other stainless steel wires, and by 15~25% for springs made of stainless steel wire.

Reference In place of Fig.3, the following empirical formula can be used to establish the initial stress for springs before low-temperature annealing.

τi = G/100c

The following examples are for applications of this formula to obtain the initial tension.

- (1) Piano Wire / Hard Steel Wire [G=78×10³N/mm²{8×10³kgf/mm²}]
Initial Stress τi = (G/100c) × 0.75
Initial Tension Pi = (πd³/8D) τi
(2) When using stainless steel wire [G=69×10³N/mm²{7×10³kgf/mm²}]
Initial Stress τi = (G/100c) × 0.8
Initial Tension Pi = (πd³/8D) τi

1.3.6 Surging

In order to prevent surging, the spring selected should be as that its natural frequency does not resonate with any of the natural frequencies that may act upon the spring. The initial tension can be obtained using the following formula.

f = a √(kg/W) = a √(70d/(πNaD²ω))

Where, a = i/2 : when both spring ends are either free or fixed
a = (2i-1)/4 : When one spring end is fixed while the other end is free i=1,2,3

G=78×10³N/mm²{8×10³kgf/mm²},
w=76.93×10⁻⁴ N/mm²{7.85×10⁻⁴kgf/mm²} If both spring ends are either free or fixed, the natural primary frequency of a spring can be obtained as follows.

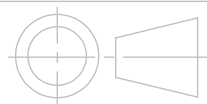
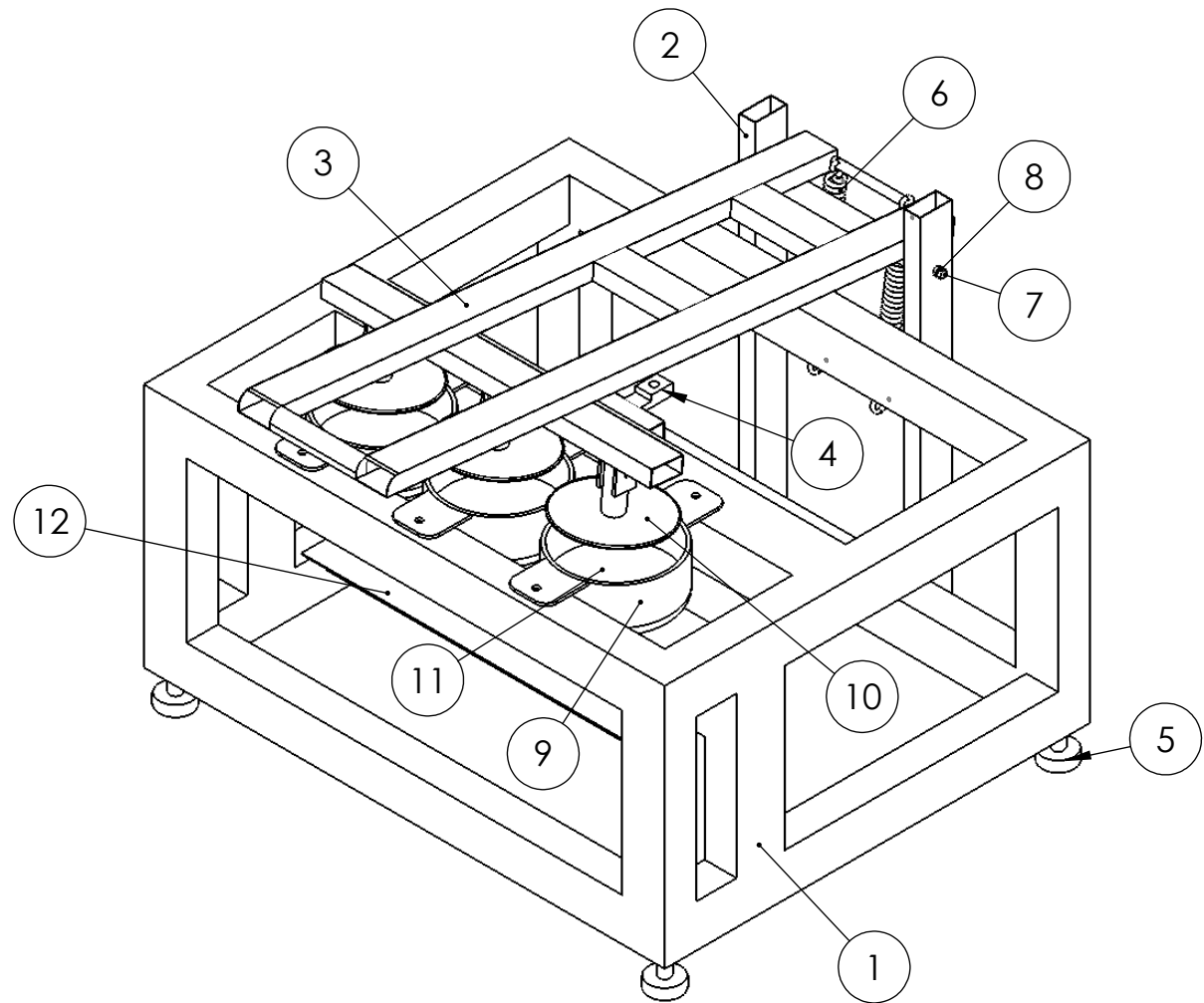
f1 = 3.56 × 10⁵ d/(NaD²)

1.3.7 Other Points to Note

- In spring design calculations, the following points should also be taken into account.
(1) Spring Index Excessive local stress can result from too small spring index. Machinability is compromised if the spring index is too great or small. The spring index should be selected from the range of 4~15 when hot forming, and from the range of 4~22 when cold forming.
(2) Slenderness Ratio In order to ensure the correct number of active winding, the slenderness ratio for a compression spring (Ratio of free height to coil mean diameter) should be 0.8 or greater. Furthermore, buckling considered, it is generally recommended that the slenderness ratio be selected from the range of 0.8 ~ 4 to prevent buckling.
(3) Number of Active Winding The number of active winding should be 3 or more in order to stabilize spring characteristics.
(4) Pitch Generally, when the pitch exceeds 0.5D, the spring deflection (load) increases to the extent that the coil diameter changes. This requires correction of the deflection and torsional stress values obtained by the basic formulae. Therefore, the pitch should be 0.5D or smaller. The pitch can generally be estimated using the following simplified formula.

p = (L-Hs)/Na + d

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	Kerangka	1
2	Penyangga tuas	1
3	Tuas	1
4	stopper	1
5	alas kaki	4
6	pegas tarik	2
7	pin	1
8	Snap Ring	1
9	cetakan	3
10	Penekan	3
11	Pendorong	3
12	Ejektor	1



SKALA: 1 : 5

UKURAN: mm

TANGGAL: 11-07-2017

DIGAMBAR: Tri Prasetyo Aji

NRP : 2114030099

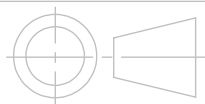
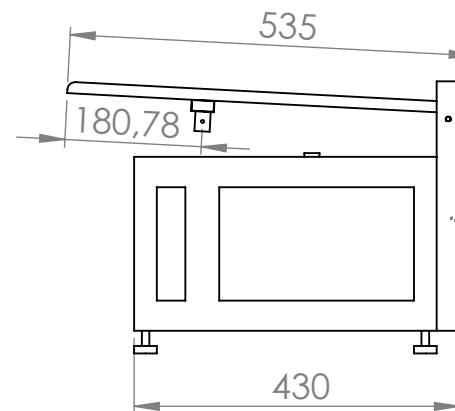
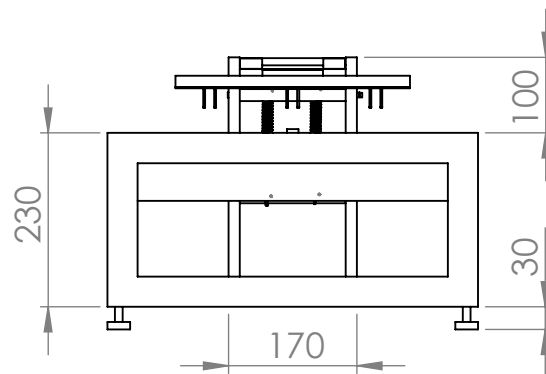
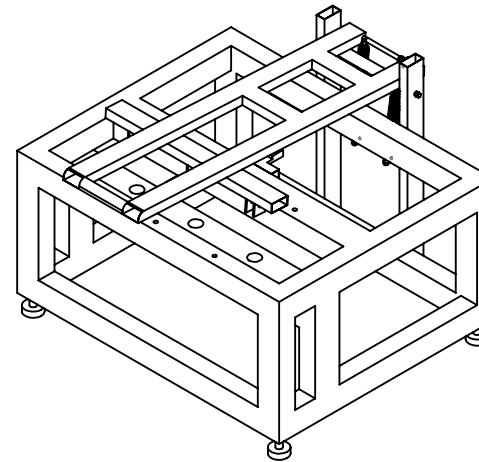
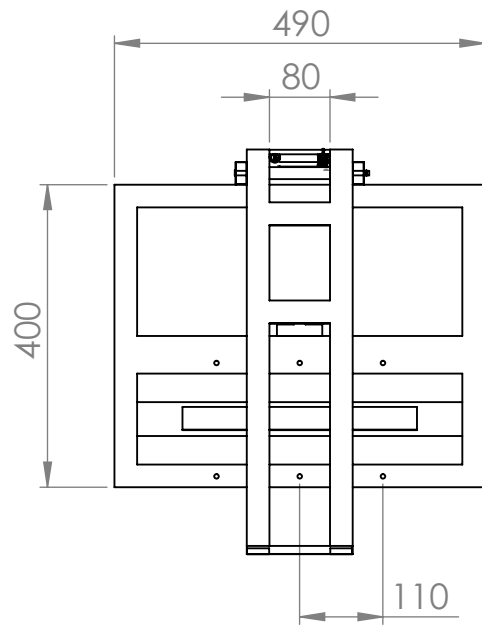
DILIHAT : Hendro N. Dipl.-Ing., Ph.D

KETERANGAN:

D3 T. MESIN

ALAT PENCETAK NASI

A4



SKALA: 1 : 10

UKURAN: mm

TANGGAL: 11-07-2017

DIGAMBAR: Tri Prasetyo Aji

NRP : 2114030099

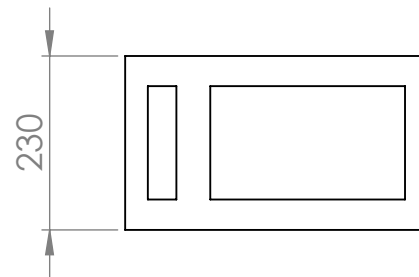
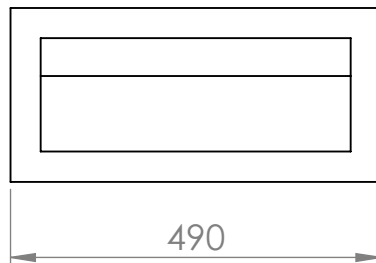
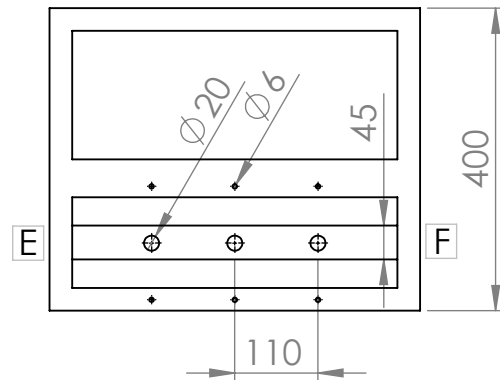
DILIHAT : Hendro N. Dipl.-Ing.,Ph.D

KETERANGAN:

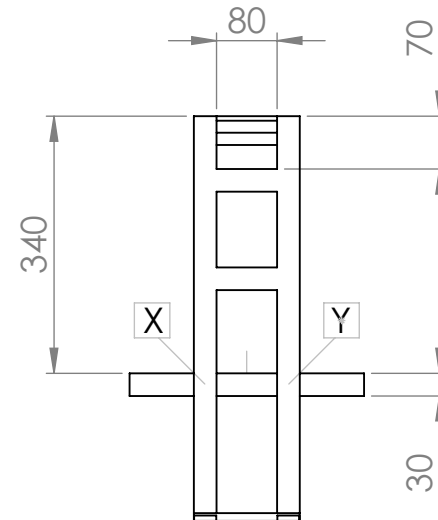
D3 T. MESIN

KERANGKA DAN TUAS

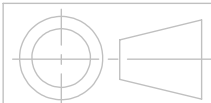
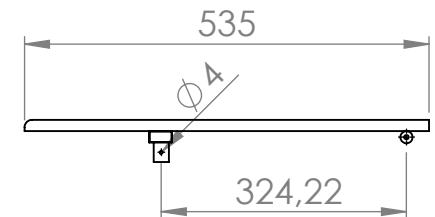
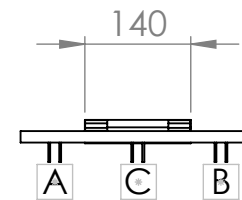
A4



1



3



SKALA: 1 : 10

UKURAN: mm

TANGGAL: 11-07-2017

DIGAMBAR: Tri Prasetyo Aji

NRP : 2114030099

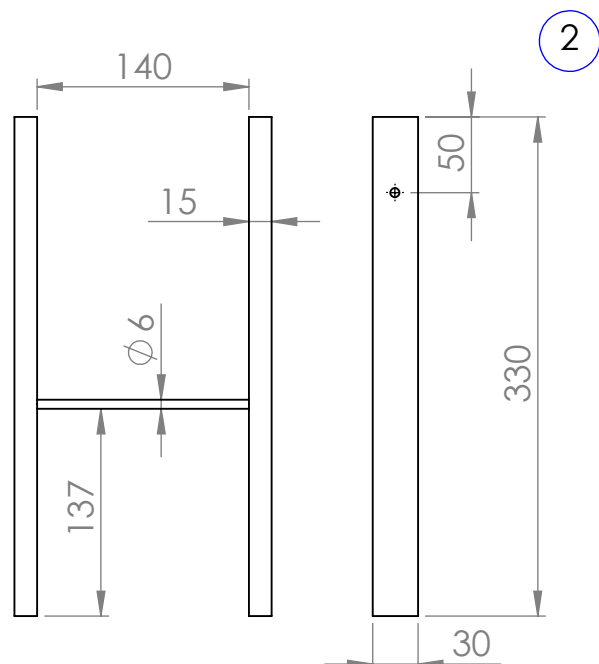
DILIHAT : Hendro N. Dipl.-Ing.,Ph.D

KETERANGAN:

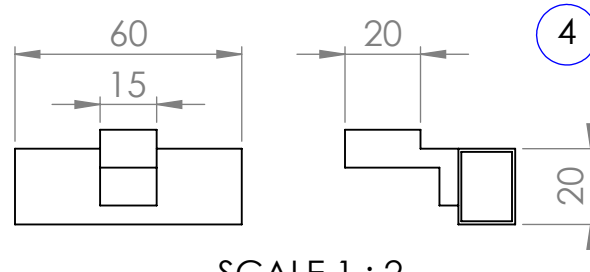
D3 T. MESIN

KOMPONEN ALAT

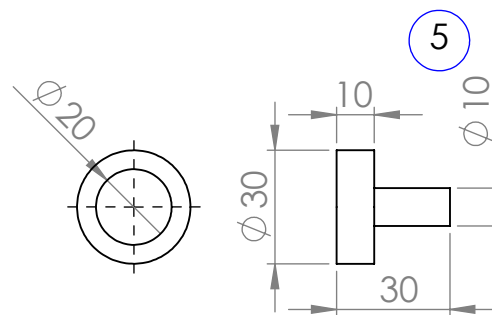
A4



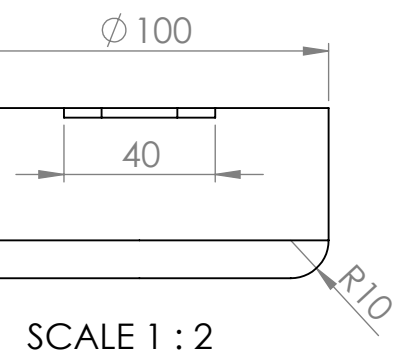
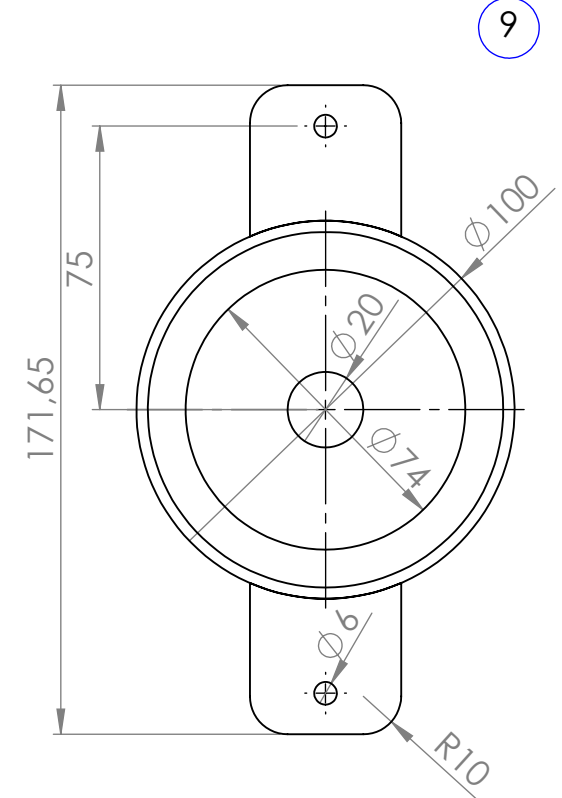
SCALE 1 : 5



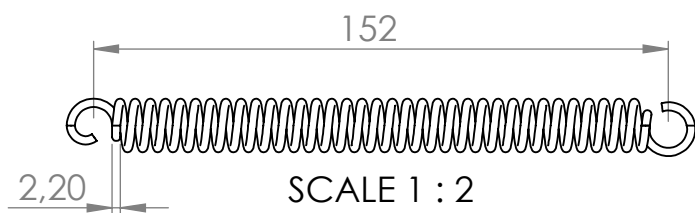
SCALE 1 : 2



SCALE 1 : 2



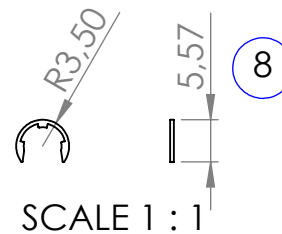
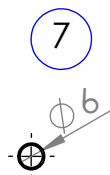
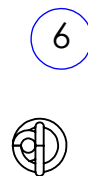
SCALE 1 : 2



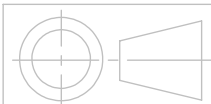
SCALE 1 : 2



SCALE 1 : 2



SCALE 1 : 1



SKALA:

UKURAN: mm

TANGGAL: 11-07-2017

DIGAMBAR: Tri Prasetyo Aji

NRP : 2114030099

DILIHAT : Hendro N. Dipl.-Ing.,Ph.D

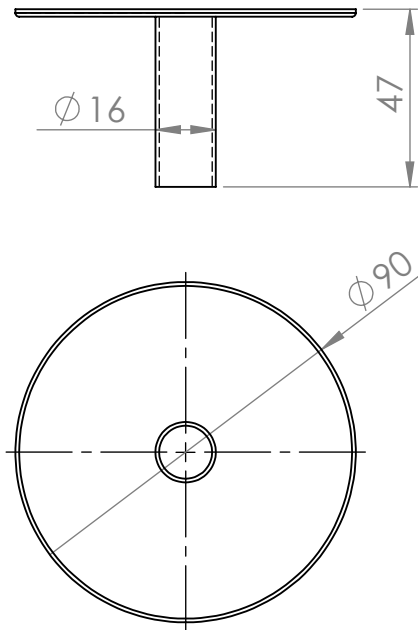
KETERANGAN:

D3 T. MESIN

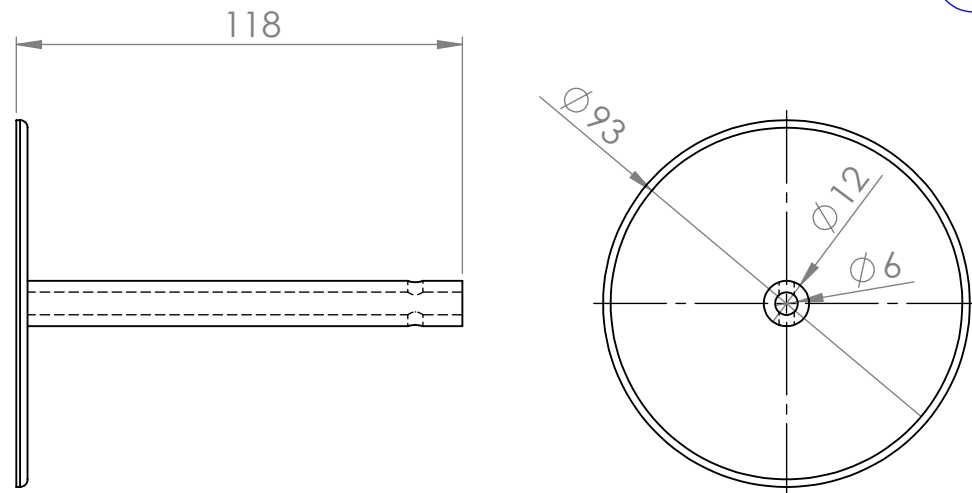
KOMPONEN ALAT

A4

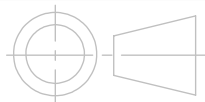
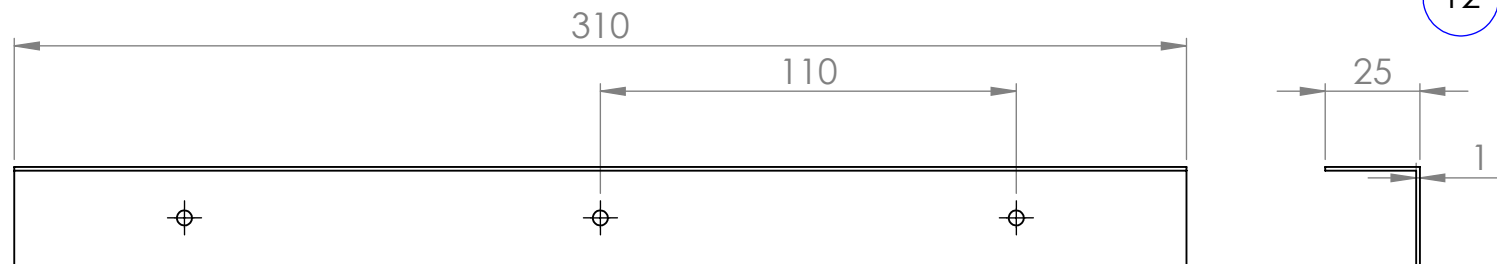
10



11



12



SKALA: 1 : 2

UKURAN: mm

TANGGAL: 11-07-2017

DIGAMBAR: Tri Prasetyo Aji

NRP : 2114030099

DILIHAT : Hendro N. Dipl.-Ing.,Ph.D

KETERANGAN:

D3 T. MESIN

KOMPONEN ALAT

A4

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Tri Prasetyo Aji lahir di Kediri, Jawa Timur, pada tanggal 10 April 1996. Bertempat tinggal di RT.3/RW.09, Dusun Bajulan, Desa Ngampel, Kec.Papar, Kab. Kediri

Riwayat pendidikan formal penulis meliputi SDN Ngampel II, SMP Negeri 1 Papar, SMA Negeri 2 Pare. Pada tahun 2014, penulis melanjutkan pendidikan Diploma III di Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan jurusan Teknik Mesin Industri.

Penulis memiliki pengalaman kerja praktek di PT. Petrokimia Gresik, Departemen Pemeliharaan I unit Utility selama bulan Agustus tahun 2016. Penulis aktif diberbagai kegiatan yang diadakan oleh Himpunan D3 Teknik Mesin, mulai dari pelatihan sebagai peserta maupun panitia. Pengalaman organisasi penulis adalah sebagai staf Departemen Pendidikan, Keilmiahan, dan Teknologi BEM Fakultas Teknologi Industri periode 2015-2016, anggota tim riset mobil berbahan bakar etanol Basudewo, dan anggota tim riset *waterbike* Cakra Baswara. Bagi pembaca yang ingin menghubungi penulis dapat mengirim email ke apzpaz@gmail.com.